

PO4NM-028DE

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **09323561 A**

(43) Date of publication of application: **16.12.87**

(51) Int. Cl.

B60K 23/04

(21) Application number: **08147303**

(22) Date of filing: **10.06.96**

(71) Applicant: **MITSUBISHI MOTORS CORP**

(72) Inventor:
**YOSHIOKA TEI
SAWASE KAORU
SHINADA KENICHIRO
SUZUKI HIROYUKI
ISHIGURO KAZUNORI
MANABE SATOYUKI**

(54) **CONTROL DEVICE FOR POWER TRANSMISSION
BETWEEN RIGHT AND LEFT WHEEL FOR
VEHICLE**

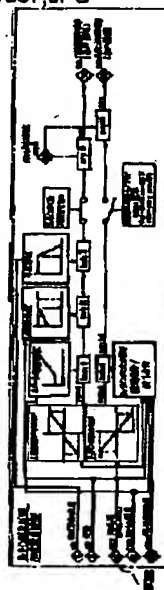
be calculated so as to increase the rotating propulsive force of the turning outer wheel.

COPYRIGHT: (C)1997, JPO

(57) Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To suppress the under-steering apt to be caused in accelerating turning of a vehicle, and stabilize the posture of the vehicle by calculating the output control quantity so as to temporarily increase the rotating propulsive force on the turning outer wheel side after the turning of the vehicle is started on the basis of the judgment whether the vehicle is under turning or not.

SOLUTION: When transfer G (ggy) is a prescribed value or more, the basic control quantity $tehd$ of accelerating turning control is set, and it is corrected according to acceleration or accelerator opening, or corrected according to multiplication of acceleration coefficients $keh1$, $keh2$ and vehicle speed, or multiplied by a vehicle speed coefficient $keh3$. Further, correction by a drift correction coefficient 5 ($srp5$) is performed to provide a final accelerating turning control quantity teh . This control quantity is outputted under the condition where it is not under control to tack-in. When the transfer G (ggy) is detected even if fine, the control quantity may



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-323561

(43) 公開日 平成9年(1997)12月16日

(51) Int.Cl.⁶

B 6 0 K 23/04

識別記号

庁内整理番号

F I

B 6 0 K 23/04

技術表示箇所

E

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 38 頁)

(21) 出願番号 特願平8-147303

(22) 出願日 平成8年(1996)6月10日

(71) 出願人 000006286

三菱自動車工業株式会社

東京都港区芝五丁目33番8号

(72) 発明者 吉岡 禎

東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車
工業株式会社内

(72) 発明者 澤瀬 薫

東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車
工業株式会社内

(72) 発明者 品田 健一郎

東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車
工業株式会社内

(74) 代理人 弁理士 真田 有

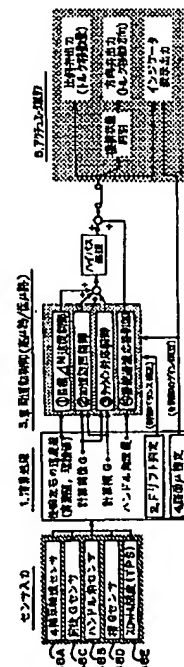
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用左右輪間動力伝達制御装置

(57) 【要約】

【課題】車両の旋回性能の向上を図る車両用左右輪間動力伝達制御装置に関し、車両の走行状態に応じて左右輪間での動力伝達を適切に制御できるようにして、所望の車両挙動の制御を実現できるようにする。

【解決手段】左右輪からなる前輪及び左右輪からなる後輪のうちの少なくともいずれか一方の左右輪が動力装置から駆動力を付与される駆動輪で構成された車両にそなえられ、上記の左右前輪及び左右後輪のうちの一方の左右輪間に、上記動力装置からの駆動力をその配分を制御して上記左右輪へ伝達するか、又は、上記左右輪の回転に伴う回転力を該左右輪間で授受させて該左右輪間の回転推進力を変化させる回転推進力配分制御機構を有し、上記車両が旋回中であるか否かを判定して、旋回中には、定常旋回中よりも旋回外輪側の回転推進力を増大せしめる加速旋回制御手段をそなえるように構成する。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 前輪又は後輪の左右車輪間に関連して設けられ、動力装置からの駆動力を該左右車輪のうちの少なくともいずれか一方の左右車輪に伝達し、或いは該左右車輪の回転に伴う回転力を該左右車輪間で授受させて、該左右車輪の回転推進力を変化させる回転推進力配分調整機構と、

車両の走行状態に応じた上記回転推進力配分調整機構の出力制御量を算出する制御量算出手段と、

上記制御量算出手段で算出された出力制御量に基づいて上記回転推進力配分調整機構を制御する制御手段と、をそなえた車両用左右輪間動力伝達制御装置において、上記制御量算出手段が、

上記車両が旋回中であるか否かの判定に基づいて該車両の旋回開始後一時的に旋回外輪側の回転推進力を増大せしめるよう上記出力制御量を算出する加速旋回制御手段をそなえていることを特徴とする、車両用左右輪間動力伝達制御装置。

【請求項 2】 前輪又は後輪の左右車輪間に関連して設けられ、動力装置からの駆動力を該左右車輪のうちの少なくともいずれか一方の左右車輪に伝達し、或いは該左右車輪の回転に伴う回転力を該左右車輪間で授受させて、該左右車輪の回転推進力を変化させる回転推進力配分調整機構と、

車両の走行状態に応じた上記回転推進力配分調整機構の出力制御量を算出する制御量算出手段と、

上記制御量算出手段で算出された出力制御量に基づいて上記回転推進力配分調整機構を制御する制御手段と、をそなえた車両用左右輪間動力伝達制御装置において、上記制御量算出手段が、

上記車両の旋回状態に対応したヨー角又は左右車輪回転数差の目標値を算出又は記憶する目標値算出手段と、

上記目標値と上記車両における実際のヨー角又は左右車輪回転数差とを比較してこの実際のヨー角又は左右車輪回転数差が該目標値に近づくように、上記回転推進力を変更するための上記出力制御量を算出する回転推進力制御手段と、

上記車両が旋回中であるか否かの判定に基づいて該車両の旋回中には旋回外輪側の回転推進力の増大度合いが強化されるよう上記目標値を変化させる加速旋回制御手段とをそなえていることを特徴とする、車両用左右輪間動力伝達制御装置。

【請求項 3】 前輪又は後輪の左右車輪間に関連して設けられ、動力装置からの駆動力を該左右車輪のうちの少なくともいずれか一方の左右車輪に伝達し、或いは該左右車輪の回転に伴う回転力を該左右車輪間で授受させて、該左右車輪の回転推進力を変化させる回転推進力配分調整機構と、

車両の走行状態に応じた上記回転推進力配分調整機構の出力制御量を算出する制御量算出手段と、

上記制御量算出手段で算出された出力制御量に基づいて上記回転推進力配分調整機構を制御する制御手段と、をそなえた車両用左右輪間動力伝達制御装置において、上記制御量算出手段が、

上記車両の旋回状態に対応したヨー角又は左右車輪回転数差の目標値を算出又は記憶する目標値算出手段と、

上記目標値と上記車両における実際のヨー角又は左右車輪回転数差とを比較してこの実際のヨー角又は左右車輪回転数差が該目標値に近づくように、上記回転推進力を変更するための第 1 の制御量を算出する定常旋回制御手段と、

上記車両が旋回中であるか否かの判定に基づいて該車両の旋回中には旋回外輪側の回転推進力を増大せしめるように、上記定常旋回制御手段とは独立して上記回転推進力を変更するための第 2 の制御量を算出する加速旋回制御手段とを有し、

上記第 1 及び第 2 の制御量のうち第 2 の制御量の方を優先的に使用して、或いは該第 1 の制御量と該第 2 の制御量とを総合して、上記出力制御量を算出することを特徴とする、車両用左右輪間動力伝達制御装置。

【請求項 4】 前輪又は後輪の左右車輪間に関連して設けられ、動力装置からの駆動力を該左右車輪のうちの少なくともいずれか一方の左右車輪に伝達し、或いは該左右車輪の回転に伴う回転力を該左右車輪間で授受させて、該左右車輪の回転推進力を変化させる回転推進力配分調整機構と、

車両の走行状態に応じた上記回転推進力配分調整機構の出力制御量を算出する制御量算出手段と、

上記制御量算出手段で算出された出力制御量に基づいて上記回転推進力配分調整機構を制御する制御手段と、をそなえた車両用左右輪間動力伝達制御装置において、上記制御量算出手段が、

上記車両のタックインを予測してこれを抑制するように旋回内輪側の回転推進力が増大するような第 1 の制御量を設定するタックイン対応制御手段と、

上記車両が旋回中であるか否かの判定に基づいて、旋回中には旋回外輪側の回転推進力が増大するような第 2 の制御量を設定する加速旋回制御手段と、

上記車両の運転状態に応じて、上記タックイン対応制御手段で設定された第 1 の制御量及び上記加速旋回制御手段で設定された第 2 の制御量のうちのいずれか一方を選択して、或いはこれらの第 1 および第 2 の制御量を総合して、上記出力制御量を設定する出力制御量設定手段とを有することを特徴とする、車両用左右輪間動力伝達制御装置。

【請求項 5】 上記タックイン対応制御手段と上記加速旋回制御手段とが、上記車両の横加速度情報に基づいて上記の各制御量を設定することを特徴とする、請求項 4 記載の車両用左右輪間動力伝達制御装置。

【発明の詳細な説明】

10

20

30

40

50

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両の左右輪の間にそなえられ、この左右輪が駆動輪である場合には駆動力配分を制御しながら左右輪へ伝達し、この左右輪が従動輪である場合には左右輪に生じた回転力を左右輪間で授受させる車両用左右輪間動力伝達制御装置に関し、特に、車両の旋回時における車体姿勢の安定性を高めるための左右輪間の動力伝達制御に用いて好適の、車両用左右輪間動力伝達制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】自動車では、その駆動輪である左右輪間に、旋回時等に生じる差動を許容するための差動機構が設けられているが、この差動機構では、左右輪のうちの一方の車輪が例えば砂にはまるなどして空転すると、この一方の車輪のみが回転して他方の車輪はほとんど回転しなくなって、路面に駆動トルクを伝達できない状態が生じることがある。

【0003】そこで、このような場合に、その差動を制限できる差動制限機構（LSD＝リミットスリップデフ）が開発されている。このような左右輪の差動制限機構には、左右輪の回転速度差に比例するタイプのものや、入力トルクに比例するタイプのものがある。左右輪回転速度差比例タイプには、液体の粘性を利用したVC（ビスカスカップリング）式LSDなどのものがあり、車両の走行安定性を向上しうる利点がある。一方、入力トルク比例タイプのものには、一般的なLOM（ロックオートマチック）式LSDなどのフリクションタイプのものなどのメカニカルタイプのものがあり、車両の旋回性能を向上しうる利点がある。

【0004】しかしながら、上述のような各種の差動制限機構では、その差動制御特性が物性などによって定まっており、必ずしも常に適切に差動制御を行なえるように差動制御特性を調整できるようにはなっていない。また、LSDを電子制御化したいいわゆる電子制御LSDと呼ばれるシステムもあるが、このようなものにおいても車輪間のトルク移動は、高速側から低速側へのみに限られており、したがって、例えば特に車両の旋回走行中等に、その走行性能を十分に高めることまではできないものと考えられる。

【0005】そこで、本出願人は、大きなトルクロスやエネルギーを招かずに車両の種々の走行状態において左右輪間でのトルク配分を行なえるようにすべく、例えば特開平5-131855号、特開平7-108840号、特開平7-108841号、7-108842号、特開平7-108843号、特開平7-156681号の各公報等に開示されているような、車両用左右輪間トルク移動制御装置を提案した。

【0006】この左右輪間トルク移動制御装置は、同軸上に配設された2つの回転体を互いに回転速度の異なる状態で摺接させると、回転速度の高い方の回転体から回

転速度の低い方の回転体へとトルクが伝達するという特性を利用したものである。すなわち、この装置は、例えば、差動装置に入力された回転速度又は一方の車輪軸の回転速度を高速並びに低速に変速して出力する変速機構と、この変速機構のそれぞれの出力を受けて差動装置又は一方の車輪軸とは異なる回転速度で回転する複数の変速運動部材と、左右輪のうちの他方の車輪軸と等しい速度で回転する等速運動部材と、これらの変速運動部材と等速運動部材との間に設けられた湿式多板クラッチ等の複数のトルク伝達カップリングをそなえたものである。

【0007】このような装置では、左右輪が例え等速で回転していても、トルク伝達カップリングにおいては、変速運動部材側と等速運動部材側とで回転速度が異なるため、湿式多板クラッチを係合させるなどしてトルク伝達カップリングを作用させれば、変速運動部材側と等速運動部材側とのうち速度の高い方から速度の低い方へとトルクが伝達される。変速機構による変速度合を一定以上に大きくしておけば、旋回時に回転速度の低い内輪側から回転速度の高い外輪側へのトルク伝達も実現する。

【0008】また、例えば湿式多板クラッチのようなトルク伝達カップリングでは、それぞれの湿式多板クラッチの係合の切換並びに係合度合等の制御を行なうことにより、一方の車輪軸への伝達トルクを増加又は減少させたり、他方の車輪軸への伝達トルクを増加又は減少させたりすることができる。したがって、伝達トルク容量を可変制御できるため、左右輪において所望の方向へ所望の伝達トルク容量でトルクを伝達させることができる。

【0009】このような装置は、左右輪が駆動輪であっても従動輪であっても適用でき、左右輪が駆動輪であれば、エンジンからの駆動力の左右輪への配分を調整することができ、左右輪が従動輪であれば、トルク伝達によって、トルク伝達をされる側の車輪は駆動力を受けることになり、トルク伝達をする側の車輪は制動力を受けることになる。

【0010】いずれにしても、左右の各車輪と路面との間で発揮される駆動力又は制動力の大きさを左右不均衡にし、これにより、車両にヨーモーメントを発生させて車両の挙動を制御することができる。

【0011】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上述のような車両の左右輪間でトルクの伝達を行なえる装置では、車両にヨーモーメントを発生させて車両の挙動を制御するにあたり、車両の走行状態に応じて車両に加えるべきヨーモーメントの方向や強さが異なってくるため、左右輪間でのトルク伝達の方向や大きさをどのような観点から制御するかが重要な課題となる。

【0012】本発明は、上述の課題に鑑み創案されたもので、車両の走行状態に応じて左右輪間での動力伝達を適切に制御できるようにして、所望の車両挙動の制御を実現できるようにした、車両用左右輪間動力伝達制御装

10

20

30

40

50

置を提供することを目的とし、特に、旋回中における車両の旋回特性を適正に向上させることができるようにした、車両用左右輪間動力伝達制御装置を提供することを目的とする。

【0013】

【課題を解決するための手段】このため、請求項1記載の本発明の車両用左右輪間動力伝達制御装置は、前輪又は後輪の左右車輪間に関連して設けられ、動力装置からの駆動力を該左右車輪のうちの少なくともいずれか一方の左右車輪に伝達し、或いは該左右車輪の回転に伴う回転力を該左右車輪間で授受させて、該左右車輪の回転推進力を変化させる回転推進力配分調整機構と、車両の走行状態に応じた上記回転推進力配分調整機構の出力制御量を算出する制御量算出手段と、上記制御量算出手段で算出された出力制御量に基づいて上記回転推進力配分調整機構を制御する制御手段と、をそなえた車両用左右輪間動力伝達制御装置において、上記制御量算出手段が、上記車両が旋回中であるか否かの判定に基づいて該車両の旋回開始後一時的に旋回外輪側の回転推進力を増大せしめるよう上記出力制御量を算出する加速旋回制御手段をそなえていることを特徴としている。

【0014】請求項2記載の本発明の車両用左右輪間動力伝達制御装置は、前輪又は後輪の左右車輪間に関連して設けられ、動力装置からの駆動力を該左右車輪のうちの少なくともいずれか一方の左右車輪に伝達し、或いは該左右車輪の回転に伴う回転力を該左右車輪間で授受させて、該左右車輪の回転推進力を変化させる回転推進力配分調整機構と、車両の走行状態に応じた上記回転推進力配分調整機構の出力制御量を算出する制御量算出手段と、上記制御量算出手段で算出された出力制御量に基づいて上記回転推進力配分調整機構を制御する制御手段と、をそなえた車両用左右輪間動力伝達制御装置において、上記制御量算出手段が、上記車両の旋回状態に対応したヨー角又は左右車輪回転数差の目標値を算出又は記憶する目標値算出手段と、上記目標値と上記車両における実際のヨー角又は左右車輪回転数差とを比較してこの実際のヨー角又は左右車輪回転数差が該目標値に近づくように、上記回転推進力を変更するための上記出力制御量を算出する回転推進力制御手段と、上記車両が旋回中であるか否かの判定に基づいて該車両の旋回中には旋回外輪側の回転推進力の増大度合いが強化されるよう上記目標値を変化させる加速旋回制御手段とをそなえていることを特徴としている。

【0015】請求項3記載の本発明の車両用左右輪間動力伝達制御装置は、前輪又は後輪の左右車輪間に関連して設けられ、動力装置からの駆動力を該左右車輪のうちの少なくともいずれか一方の左右車輪に伝達し、或いは該左右車輪の回転に伴う回転力を該左右車輪間で授受させて、該左右車輪の回転推進力を変化させる回転推進力配分調整機構と、車両の走行状態に応じた上記回転推進

力配分調整機構の出力制御量を算出する制御量算出手段と、上記制御量算出手段で算出された出力制御量に基づいて上記回転推進力配分調整機構を制御する制御手段と、をそなえた車両用左右輪間動力伝達制御装置において、上記制御量算出手段が、上記車両の旋回状態に対応したヨー角又は左右車輪回転数差の目標値を算出又は記憶する目標値算出手段と、上記目標値と上記車両における実際のヨー角又は左右車輪回転数差とを比較してこの実際のヨー角又は左右車輪回転数差が該目標値に近づくように、上記回転推進力を変更するための第1の制御量を算出する定常旋回制御手段と、上記車両が旋回中であるか否かの判定に基づいて該車両の旋回中には旋回外輪側の回転推進力を増大せしめるように、上記定常旋回制御手段とは独立して上記回転推進力を変更するための第2の制御量を算出する加速旋回制御手段とを有し、上記第1及び第2の制御量のうち第2の制御量の方を優先的に使用して、或いは該第1の制御量と該第2の制御量とを総合して、上記出力制御量を算出することを特徴としている。

【0016】請求項4記載の本発明の車両用左右輪間動力伝達制御装置は、前輪又は後輪の左右車輪間に関連して設けられ、動力装置からの駆動力を該左右車輪のうちの少なくともいずれか一方の左右車輪に伝達し、或いは該左右車輪の回転に伴う回転力を該左右車輪間で授受させて、該左右車輪の回転推進力を変化させる回転推進力配分調整機構と、車両の走行状態に応じた上記回転推進力配分調整機構の出力制御量を算出する制御量算出手段と、上記制御量算出手段で算出された出力制御量に基づいて上記回転推進力配分調整機構を制御する制御手段と、をそなえた車両用左右輪間動力伝達制御装置において、上記制御量算出手段が、上記車両のタックインを予測してこれを抑制するように旋回内輪側の回転推進力が増大するような第1の制御量を設定するタックイン対応制御手段と、上記車両が旋回中であるか否かの判定に基づいて、旋回中には旋回外輪側の回転推進力が増大するような第2の制御量を設定する加速旋回制御手段と、上記車両の運転状態に応じて、上記タックイン対応制御手段で設定された第1の制御量及び上記加速旋回制御手段で設定された第2の制御量のうちのいずれか一方を選択して、或いはこれらの第1および第2の制御量を総合して、上記出力制御量を設定する出力制御量設定手段とを有することを特徴としている。

【0017】なお、好ましくは、タックインの予測は、車両の高速旋回のような急旋回中に減速運転に移行したこと等を検出することによって行なう。また、請求項5記載の本発明の車両用左右輪間動力伝達制御装置は、請求項4記載の装置において、上記タックイン対応制御手段と上記加速旋回制御手段とが、上記車両の横加速度情報に基づいて上記の各制御量を設定することを特徴としている。

【0018】なお、各請求項の本発明の車両用左右輪間動力伝達制御装置にかかる上記加速旋回制御手段は、操舵応答性を高めるために車両に作用する横加速度を検出して、この横加速度に応じて旋回外輪側の回転推進力が増大するように、又は旋回外輪側の回転推進力の増大度が増加するように、回転推進力配分制御機構を制御する。また、急旋回つまり横加速度が所定値以上のときのみ、このような回転推進力配分制御機構の制御を行なってもよい。この場合の横加速度は、操舵角と車速とから算出できる基準横加速度を用いてもよく、或いは、横加速度センサにより検出した実横加速度を用いてもよい。

【0019】さらに、好ましくは、加速旋回制御手段は、操舵応答性をより高めるためにスロットル開度や前後加速度によってゲイン調整して、スロットル開度や前後加速度が大きいほど回転推進力を増大せしめるように制御量又は目標値を設定するように構成する。さらに、好ましくは、加速旋回制御手段は、車両の車体速によってゲイン調整して、車体速がある一定値を越えると加速旋回制御を禁止するように構成する。また、この車体速にかかると一定値の近傍では徐々に加速旋回制御を減少させるように設定してもよい。また、この場合の車体速は、車輪速と、車両固有の定数（例えば、スタビリティファクタ、ホイールベース、トレッド幅、ハンドルギヤ比など）と、操舵角とにより算出することができる。

【0020】

【発明の実施の形態】以下、図面により、本発明の実施の形態について説明するが、ここでは、以下のような項目によって、順に説明する。

【目次】

1. 本装置のシステム概要

1. 1 本装置のハードウェア構成の概念

1. 2 本装置のハードウェア構成

1. 3 本装置の制御概要

1. 4 本装置の制御により得ようとする作用及び効果

2. 本装置の制御内容

2. 1 入力演算処理

2. 2 ドリフト判定ロジック

2. 3 車両運動制御ロジック

2. 3. 1 目標 ΔN 追従制御

2. 3. 2 加速旋回制御

2. 3. 3 タックイン対応制御

2. 3. 4 操舵過渡応答制御

2. 4 路面 μ 推定

2. 4. 1 定常旋回時の路面 μ 推定

2. 4. 2 非線形旋回時の路面 μ 推定

2. 4. 3 発進時の路面 μ 推定

2. 4. 4 出力値設定

2. 5 アクチュエータ駆動

2. 5. 1 比例弁・方向弁制御

2. 5. 2 油圧ポンプモータ制御

2. 5. 3 インジケータ表示制御

2. 5. 4 出力値設定

3. 本装置による効果

〔実施形態〕

1. 本装置のシステム概要

1. 1 本装置のハードウェア構成の概念

まず、本装置のハードウェア構成の概念を説明すると、本車両用左右輪間動力伝達制御装置は、同軸上に配設された2つの回転体を互いに回転速度の異なる状態で摺接させると、回転速度の高い方の回転体から回転速度の低い方の回転体へとトルクが伝達するという特性を利用したものである。

【0021】すなわち、図5に示すように、互いに同軸上に設置された左輪側回転部材と右輪側回転部材とのうち一方（ここでは左輪側）の回転速度 N_L が他方（ここでは右輪側）の回転速度 N_R よりも大きいと、このときの速度差、即ち、スリップ速度（ $=N_L - N_R$ ）と、摺接力、即ち、左輪側回転部材と右輪側回転部材との押圧力 P とに応じた大きさ T_c のトルクが、左輪側（図5中、左側）から右輪側（図5中、右側）へと伝達される。

【0022】このように左輪側と右輪側との間で、左輪側の方が右輪側よりも大きい状態であれば、左輪側から右輪側へのトルク伝達を容易に行なうことが、右輪側の方が左輪側よりも大きい状態とであれば、右輪側から左輪側へのトルク伝達を容易に行なうことができる。そこで、本来、左右輪が等速で回転する領域においても、左輪側の方が右輪側よりも大きい状態を実現するには、例えば左輪側に左輪側の回転速度 V_L を高速に変速する変速機構を設ければ、左右輪が等速で回転していても、この変速機構の出力を受ける左輪側部材と、右輪と等しい速度 V_R で回転する右輪側部材との間では、左輪側の回転速度が右輪側よりも大きい状態を実現できる。また、例えば右輪側に右輪側の回転速度 V_R を低速に変速する変速機構を設ければ、左右輪が等速で回転していても、左輪と等しい速度 V_L で回転する左輪側部材と、この変速機構の出力を受ける右輪側部材との間では、左輪側の回転速度が右輪側よりも大きい状態を実現できる。

【0023】また、右輪側についても、これと左右対称に構成すれば、右輪側の方が左輪側よりも大きい状態を常に実現することができる。車両の旋回時には、旋回内輪は旋回外輪よりも低速回転になるが、変速機構の変速比の設定に応じて、車両の旋回時にも、内輪側の回転部材を外輪側の回転部材よりも高い速度に変速することができる。

【0024】そして、このように速度差を与えられた左輪側回転部材と右輪側回転部材との間にトルク伝達カップリングを設ければ、このトルク伝達カップリングを適当に作用させることで、一定の走行条件下では、左輪側

から右輪側へも、右輪側から左輪側へも常時トルク伝達を行なうことができる。もちろん、最大舵角での旋回時にも内輪側の駆動トルクが外輪側に伝達されるように、変速機構による変速比を設定すれば、全走行条件下で、左輪側から右輪側へも、右輪側から左輪側へも常時トルク伝達を行なうことができる。

【0025】また、湿式多板クラッチ機構などのトルク伝達容量可変型のカップリングでは、係合圧力（押圧力P）等に応じて伝達トルク量を調整することができる。ところで、右輪側と左輪側との間に介装する変速機構及びカップリングは、右輪側と左輪側との間に直接設ける他に、例えば駆動輪の場合には、デファレンシャルの入力部分と車輪側（右輪側又は左輪側）との間に、これらの変速機構及びカップリングを設けるようにして、デファレンシャルの入力部分を介して、左輪側と右輪側との間での動力伝達（トルク移動）を実現してもよい。

【0026】このような原理による車両の左右輪間での動力伝達（トルク移動）は、左右輪が駆動輪であっても従動輪であっても適用でき、左右輪が駆動輪であれば、エンジンからの駆動力の左右輪への配分を調整することになり、左右輪が従動輪であれば、トルク伝達によって、トルク伝達をされる側の車輪は駆動力を受けることになり、トルク伝達をする側の車輪は制動力を受けることとなる。いずれにしても、左右の各車輪と路面との間で発揮される駆動力又は制動力の大きさを左右不均衡に制御して、これにより、車両にヨーモーメントを発生させて車両の挙動を制御することができる。

【0027】1. 2本装置のハードウェア構成

次に、このような理論による本車両用左右輪間動力伝達制御装置のハードウェア構成について図1、図2を参照して説明する。

1. 2. 1本装置にかかる車両の動力伝達系の構成

本実施形態の車両用左右輪間動力伝達制御装置は、図1に示すように、四輪駆動車の後輪にそなえられる。

【0028】図1において、符号2はエンジンであり、このエンジン2の出力はトランスミッション4及び中間ギア機構6を介して差動歯車機構（＝センタディファレンシャル、以下、センタデフという）8に伝達されるようになっている。このセンタデフ8の出力は、一方において前輪用の差動歯車機構（＝フロントディファレンシャル、以下、フロントデフという）10を介して車軸12L、12Rから左右の前輪14、16に伝達され、他方においてベベルギヤ機構18、プロベラシャフト20及びベベルギヤ機構22、後輪用の差動歯車装置（＝リヤディファレンシャル、以下、リヤデフという）24を介して車軸26L、26Rから左右の後輪28、30に伝達されるようになっている。本左右輪間動力伝達制御装置の回転推進力配分制御機構（以下、トルク移動機構という）50はこのリヤデフ24の部分に設けられている。

【0029】センタデフ8は、従来周知のものと同様に、デファレンシャルビニオン8A、8Bと、これらのデファレンシャルビニオン8A、8Bと噛合するサイドギヤ8C、8Dとからなり、デファレンシャルビニオン8A、8Bから入力された回転トルクは、サイドギヤ8C、8Dに伝達され、サイドギヤ8Cからは前輪側へ、サイドギヤ8Dからは後輪側へと、それぞれの差動を許容されながら伝達されるようになっている。

【0030】ここでは、サイドギヤ8Cからは前輪出力軸32を介して前輪側のフロントデフ10へ、サイドギヤ8Dからは後輪出力軸34及びベベルギヤ機構18を介してプロベラシャフト20から後輪側へトルクが伝達される。このセンタデフ8には、その前輪側出力部と後輪側出力部との差動を拘束（又は制限）することにより前輪側と後輪側とのエンジンの出力トルク（回転推進力）の配分を制御しうる差動制限手段（即ち、リミテッドスリップデフ（LSD））としてビスカスカップリングユニット（VCU）36が付設されている。

【0031】このVCU36は、前輪出力軸32と後輪出力軸34との間に介装されており、差動状態に応じた力で、前輪側と後輪側との差動を制限することで、前後輪の軽負荷側だけが空転して重負荷側に回転トルクが伝達されないような事態を回避しうるようになっている。

1. 2. 2本装置の回転推進力配分制御機構の構成
ところで、本左右輪間動力伝達制御装置は、デフキャリア51内に設けられた回転推進力配分制御機構（トルク移動機構）50と、その制御手段（回転推進力配分制御手段）である電子制御ユニット（以下、ECUという）42とから構成されるが、ここで、リヤデフ24及びこのリヤデフ24と車軸26L、26Rとの間に嵌挿されたトルク移動機構50の構成を、図2を参照して説明する。

【0032】図2に示すように、入力軸52がプロベラシャフト20の後端に結合されており、入力軸52にはドライブビニオンギヤ54が一体回転するように結合されている。このドライブビニオンギヤ54には、デファレンシャルケース（デフケース）58の外周に設けられたクラウンギヤ56が噛合しており、エンジンの出力は、入力軸52からドライブビニオンギヤ54、クラウンギヤ56を介してリヤデフ24に伝えられるようになっている。

【0033】リヤデフ24は、従来周知のものと同様に、デフケース58内に設けられた2対のビニオン、即ち、デファレンシャルビニオン60A、60Bと、これらのデファレンシャルビニオン60A、60Bと噛合するサイドギヤ62、64とからなり、デファレンシャルビニオン60A、60Bから入力された回転トルクは、サイドギヤ62、64に伝達され、サイドギヤ62からは左輪側の回転軸66へ、サイドギヤ64からは右輪側

の回転軸68へと、それぞれの差動を許容されながら伝達されるようになっていいる。また、左右の回転軸66、68は、図1に示すように、左右の後輪28、30に結合した車軸26L、26Rに連結されている。

【0034】本実施形態のトルク移動機構50は、後輪の左右駆動輪で駆動力を配分するリヤデフ24のデフケース58と右輪側回転軸68との間に設けられており、変速機構70と伝達容量可変制御式トルク伝達機構90とから構成され、デフケース58を介して、左輪側と右輪側との間での回転推進力の伝達、即ち、動力伝達（トルク移動）を行なうようになっていいる。

【0035】変速機構70は、リヤデフ24の入力部分即ちデフケース58の回転速度を増速して左右輪の一方側（ここでは、右輪側）に出力する増速機構70Aと、減速して一方側（右輪側）に出力する減速機構70Bとを一体にそなえているので、増減速機構とも称する。また、伝達容量可変制御式トルク伝達機構90は、制御油圧に応じて伝達容量を調整できる湿式油圧多板クラッチ機構（以下、クラッチとも称する）が用いられており、変速機構70の減速機構70Bの出力側と右輪側との間に設けられて左輪側へトルク伝達をするクラッチ（左クラッチ）90Lと、変速機構70の増速機構70Aの出力側と右輪側との間に設けられて右輪側へトルク伝達をするクラッチ（右クラッチ）90Rとが一体に形成されている。このような伝達容量可変制御式トルク伝達機構90を、一体式カップリング又は単にカップリングとも称する。

【0036】増減速機構70を説明すると、この増減速機構70は、デフケース58と一体回転するように結合された中空の中間軸72と、右クラッチ90Rに接続された中空の中間軸74と、左クラッチ90Lに接続された中空の中間軸76との間に介装されている。なお、これらの中間軸72、74、76はいずれも中空軸であり、中間軸72、74は、右輪側回転軸68の外周に相対回転できるように装備され、中間軸76は、中間軸74のさらに外周にこれも相対回転できるように装備されている。

【0037】これらの中間軸72、74、76には、それぞれギヤ78A、80A、82Aが設けられて、また、これらの中間軸72、74、76の外周にはカウンタシャフト84が配設され、このカウンタシャフト84には3連ギヤ86がそなえられている。3連ギヤ86は、ギヤ78B、80B、82Bから構成され、ギヤ78Bは中間軸72のギヤ78Aに、ギヤ80Bは中間軸74のギヤ80Aに、ギヤ82Bは中間軸76のギヤ82Aに、それぞれ啮合している。

【0038】増減速機構70は、このようなギヤ78A、80A、82Aを有する中間軸72、74、76と、カウンタシャフト84と、ギヤ78B、80B、82Bを有する3連ギヤ86とから構成されている。な

お、カウンタシャフト84は、図3に示すように、中間軸72、74、76の外周にドライブピニオン54と位相をずらして複数（ここでは3つ）そなえられている。これにより、リングギヤをそなえないが、ギヤ78A、80A、82Aをサンギヤとしてギヤ78B、80B、82Bをプラネタリピニオンとする、3連式の遊星歯車機構と同様の配列に構成されている。

【0039】なお、各カウンタシャフト84は、デフキャリア51に設けられた壁部51Aに固定されている。したがって、ギヤ78B、80B、82Bはカウンタシャフト84を軸心として自転のみ行なう。これにより、中間軸72、74、76のラジアル方向への支持は、ギヤ78A、80A、82Aとギヤ78B、80B、82Bとの啮合を通じて、上述のように壁部51Aに固定された複数のカウンタシャフト84によっても行なわれている。

【0040】図3中、96はころ軸受けである。そして、これらのギヤ78A、80A、82Aの歯数をそれぞれ Z_1 、 Z_2 、 Z_3 とすると、 $Z_2 < Z_1 < Z_3$ の関係に設定されている。また、ギヤ78B、80B、82Bの歯数をそれぞれ Z_4 、 Z_5 、 Z_6 とすると、 $Z_6 < Z_4 < Z_5$ の関係に設定されている。

【0041】これにより、変速機構（増減速機構）70では、ギヤ78A、ギヤ78B、ギヤ80A、ギヤ80Bの組み合わせで、リヤデフ24に入力された回転を増速して右輪側へ出力する増速機構70Aが構成され、ギヤ78A、ギヤ78B、ギヤ82A、ギヤ82Bの組み合わせで、リヤデフ24に入力された回転を減速して右輪側へ出力する減速機構70Bが構成される。

【0042】すなわち、変速機構（増減速機構）70では、リヤデフ24に入力された回転トルクによりデフケース58が回転すると、このデフケース58の回転は、中間軸72を介してギヤ78Aからギヤ78Aの外周の複数のギヤ78Bへと伝達される。そして、各ギヤ78Bと共に各ギヤ80B、82Bがカウンタシャフト84を軸心として回転して、各ギヤ80B、82Bと啮合するギヤ80A、82Aが回転する。

【0043】このとき、ギヤ78B、80B、82Bは一体に等速回転するが、これらのギヤ78B、80B、82Bと啮合するギヤ78A、80A、82Aは上述のような端数の設定により、互いに異なる速度で回転する。つまり、増速機構70Aに関するギヤ78A、80A、78B、80Bについては、ギヤ78A、80Aの歯数 Z_1 、 Z_2 は、 $Z_1 > Z_2$ の関係にあり、ギヤ78B、80Bの歯数 Z_4 、 Z_5 は、 $Z_4 < Z_5$ の関係にあるので、ギヤ80Aはギヤ78Aよりも高速に増速されて回転する。

【0044】この場合の増速比、即ち、ギヤ80Aのギヤ78Aに対する回転速度比を考えると、ギヤ78B、80Bの回転数（即ち、3連ギヤ86の回転数）とギヤ

78Aの回転数との比(ギヤ78Aが1回転する際のギヤ78B、80Bの回転数の値)は、 Z_1/Z_4 、ギヤ80Aの回転数とギヤ78B、80Bの回転数(即ち、3連ギヤ86の回転数)との比(ギヤ78B、80Bが1回転する際のギヤ80Aの回転数の値)は、 Z_1/Z_2 であり、ギヤ80Aのギヤ78Aに対する回転速度比は、 $(Z_1 \cdot Z_2)/(Z_4 \cdot Z_3)$ となる。

【0045】また、減速機構70Bに関するギヤ78A、82A、78B、82Bについては、ギヤ78A、82Aの歯数 Z_1 、 Z_2 は、 $Z_1 < Z_2$ の関係にあり、ギヤ78B、82Bの歯数 Z_4 、 Z_3 は、 $Z_4 > Z_3$ の関係にあるので、ギヤ82Aはギヤ78Aよりも低速に減速されて回転する。この場合の減速比、即ち、ギヤ82Aのギヤ78Aに対する回転速度比を考えると、ギヤ78B、82Bの回転数(即ち、3連ギヤ86の回転数)とギヤ78Aの回転数との比(ギヤ78Aが1回転する際のギヤ78B、82Bの回転数の値)は、 Z_1/Z_4 、ギヤ82Aの回転数とギヤ78B、82Bの回転数(即ち、3連ギヤ86の回転数)との比(ギヤ78B、82Bが1回転する際のギヤ82Aの回転数の値)は、 Z_2/Z_3 であり、ギヤ82Aのギヤ78Aに対する回転速度比は、 $(Z_1 \cdot Z_2)/(Z_4 \cdot Z_3)$ となる。

【0046】ところで、これらの増減速機構70の出力を入力される伝達容量可変制御式トルク伝達機構90、即ち、左クラッチ90L及び右クラッチ90Rは、図2に示すように、デフキャリア51内の増減速機構70よりも右輪側の空間部に設置されている。これらの油圧多板クラッチ90L、90Rは、右輪側回転軸68と一体回転するようにクラッチケース92に結合されたクラッチ板90AL、90ARと、中間軸74及び76と一体回転するように結合されたクラッチ板90BL、90BRと、各クラッチ90L、90Rにそれぞれ油圧(クラッチ圧)を加える図示しない2つのピストンとをそなえており、コントローラ42の電子制御によって2つの油圧ピストンの駆動油圧が油圧ユニット38を通じて調整されて、クラッチ90L、90Rの係合状態が調整されるようになっている。

【0047】左クラッチ90Lは、右輪側回転軸68と一体回転する右輪側クラッチ板90ALと、中間軸76と一体回転するように結合された減速機構70Bの出力側のクラッチ板90BLとから構成される。クラッチ板90BLは、中間軸76とともに減速機構70Bで減速されたギヤ82Aと一体回転するので、右輪に対する左輪の速度比が大きくなりすぎないかぎり、クラッチ板90BLは、右輪側回転軸68と一体回転する右輪側クラッチ板90ALよりも低速回転する。

【0048】したがって、クラッチ90Lを係合させれば、右旋回時であって右輪が左輪よりも低速回転していても、右輪側クラッチ板90AL側からクラッチ板90

BLへと、即ち、右輪側からリヤデフの入力側へとトルクが伝達されることになり、エンジンからのトルクの右輪側への配分量を減少させて、左輪側への配分量を増加させることができる。

【0049】また、右クラッチ90Rは、右輪側回転軸68と一体回転する右輪側クラッチ板90ARと、中間軸74と一体回転するように結合された増速機構70Aの出力側のクラッチ板90BRとから構成される。クラッチ板90BRは、中間軸74とともに増速機構70Aで増速されたギヤ80Aと一体回転するので、左輪に対する右輪の速度比が大きくなりすぎないかぎり、クラッチ板90BRは、右輪側回転軸68と一体回転する右輪側クラッチ板90ARよりも高速回転する。

【0050】したがって、クラッチ90Rを係合させれば、左旋回時であって左輪が右輪よりも低速回転していても、クラッチ板90BR側から右輪側クラッチ板90AR側へと、即ち、リヤデフの入力部側から右輪側へとトルクが伝達されることになり、エンジンからのトルクの右輪側への配分量を増加させて、左輪側への配分量を減少させることができる。

【0051】なお、伝達容量可変制御式トルク伝達機構としては、伝達トルク容量が可変制御できる機構であればよく、この実施形態の機構のほかに、電磁式油圧多板クラッチ機構等の他の湿式多板クラッチ機構や、これらの多板クラッチ機構の他に、油圧式又は電磁式の摩擦クラッチや、油圧式又は電磁式の制御可能なVCU(ビスカスカップリングユニット)や、油圧式又は電磁式の制御可能なHCU(ハイドローリックカップリングユニット=差動ポンプ式油圧カップリング)、さらには、電磁流体式あるいは電磁粉体式クラッチ等の他のカップリングを用いることもできる。

【0052】ところで、湿式油圧多板クラッチ機構90L、90Rが係合されると、係合する各クラッチ板間(90ALと90BL、90ARと90BR)の差動量の大小と、係合の強さに応じて、トルクが伝達される。すなわち、クラッチ板間の差動量を考慮しながら制御油圧を調整してクラッチ機構90L、90Rの係合の強さを調整すれば、トルクの移動量を確実に制御することができる。

【0053】そこで、油圧ユニット38におけるクラッチ90L、90Rへの油圧調整部も、左右の後輪へトルク配分が所望の状態になるように、ECU42を通じて制御される。この場合、ECU42では、エンジン情報、ABS情報、車輪速情報、ハンドル角情報(操舵角情報)、車体の横加速度や前後加速度に関する情報等に基づいて油圧ユニット38の所要部を制御する。

【0054】例えば、入力軸52からの駆動トルクを左輪回転軸66により多く配分したい場合には、その配分したい程度(配分比)に応じて左クラッチ90Lを適当な制御力で係合させればよく、入力軸52からの駆動

トルクを右輪回転軸68により多く配分したい場合には、その配分したい程度(配分比)に応じて右クラッチ90Rを適当な制御圧力で係合させればよい。

【0055】また、左右の両クラッチ90L、90Rが同時に完全係合することのないように設定されており、左右のクラッチ90L、90Rのうち一方が完全係合したら他方は係合しないようになっている。つまり、クラッチ90L、90Rの作動モードは、左クラッチ90Lのみが係合するモードと、右クラッチ90Rのみが係合するモードと、何れも係合しない中立モードとがある。

【0056】このように、トルク移動機構50では、トルクを移動させることで左右トルクの配分を調整できるので、単に片輪を制動することで左右トルクの配分を調整する場合に比べてトルクロスが極めて少なく、トルクの配分調整もより広範囲で行なえ、例えば車両にヨーモーメントを生じさせることも違和感なく行なえるという特徴がある。

【0057】1. 2. 3本装置にかかる油圧ユニットの構成

ここで、油圧ユニット38の構成を図4を参照して説明する。この油圧ユニット38は、図4に示すように、作動油を蓄圧する蓄圧部101と、蓄圧部101に蓄圧された作動油を適宜圧力調整してクラッチ90L、90Rの油室(図示省略)に供給する制御圧出力部102とからなる。

【0058】蓄圧部101は、アキュムレータ103と、アキュムレータ103内の作動油を所定圧に加圧するモータポンプ104と、モータポンプ104で加圧された差動油圧を監視する圧力スイッチ105とをそなえている。また、制御圧出力部102は、モータポンプ104を通じて圧力調整されたアキュムレータ103内の作動油を、圧力調整する電磁比例圧力制御弁(比例弁と略す)106と、この比例弁106で調圧された作動油を左右いずれのクラッチ90L、90Rの油室(図示省略)に供給するかを切り換える電磁方向制御弁(方向切換弁)107とをそなえている。

【0059】このような油圧ユニット38は、ECU42により作動を制御されるが、ECU42には、車輪速センサ48A、ハンドル角センサ48B、前後加速度センサ(前後Gセンサ)48C、横加速度センサ(横Gセンサ)48D、スロットルポジションセンサ(TPS)48E及び圧力スイッチ105等のセンサ類が接続されている。

【0060】そして、ECU42では、これらのセンサ類からの情報に基づいて、車両の走行状態、即ち、車速や操舵状態や車体の運動状態等に応じて、油圧ユニット38のモータポンプ104や比例弁106や方向切換弁107の制御を行なうようになっている。この比例弁106や方向切換弁107の制御を通じた差動制限制御、即ち、トルク移動制御の詳細については後述する。

【0061】なお、図4中、符号108はバッテリー、109はモータリレーであり、モータポンプ104の制御は、このモータリレー109を通じたバッテリー108からの電力の供給制御により行なわれ、蓄圧部101による蓄圧管理は、圧力スイッチ105の検出情報に基づいてモータリレー109を通じてモータポンプ104の作動を制御しながら行なうようになっている。また、符号110は、油圧ユニット38による差動制限制御、即ち、トルク移動制御を行なっているか否かを表示するインジケータランプである。

【0062】また、油圧ユニット38を通じた差動制限制御は、エンジン出力制御と連係させる必要があるもので、ここでは、ECU42からは、油圧ユニット38へ制御指令を出力するとともに、エンジン出力制御を制御する図示しないエンジン用ECUへも出力低減情報が送られるようになっている。なお、ECU42は、図示しないが後述する制御に必要なCPU、ROM、RAM、インタフェイス等をそなえている。

【0063】1. 3本装置の制御概要

ここで、図6の本装置の制御にかかる機能構成を示す制御ブロック図を参照して、本装置の制御概要について説明する。図6に示すように、本制御による処理は、センサ入力を受けるセンサ入力処理と、これらのセンサ入力値に基づいて各種の値の演算を行なう演算処理と、演算処理結果に基づいて車両の運動制御の各制御量を算出する制御量算出処理と、算出された各制御量に基づいて各アクチュエータを駆動する駆動処理とに分けることができる。

【0064】このうち、センサ入力処理では、4輪の車輪速センサ48A、ハンドル角センサ48B、前後加速度センサ(前後Gセンサ)48C、横加速度センサ(横Gセンサ)48D、スロットルポジションセンサ(TPS)48E等からのセンサ入力を受ける。演算処理では、後輪の左右輪の速度差について、その実測値とその理論値とが算出される。実測値(実回転数差)は4輪の車輪速センサ48Aからの車輪速値に基づいて、また、理論値(理論回転数差)はハンドル角センサ48Bからの操舵角と、4輪の車輪速センサ48Aからの車輪速値から得られる車体速度(車速)とに基づいて、それぞれ算出される。また、前後Gセンサ48C、横Gセンサ48Dからの検出値に基づいて、計算前後G(gb)、計算横G(gy)が計算される。また、演算処理では、さらに、ドリフト判定及び路面μ推定が行なわれる。

【0065】制御量算出処理では、このような各演算結果に基づいて車両の運動制御の各制御量を算定するが、本制御では、通常旋回時の制御に関する目標回転数差追従制御(目標ΔN追従制御)の制御量(目標ΔN追従制御量)と、加速旋回時に関する加速旋回制御の制御量(加速旋回制御量)と、車両のタックイン時に関するタックイン対応制御の制御量(タックイン対応制御量)

と、操舵過渡時に関する操舵過渡応答制御の制御量（操舵過渡応答制御量）とがそれぞれ設けられ、これらの各制御量を加算してこの加算制御量を出力するようになっている。

【0066】なお、制御量算出処理を行なう機能を制御量算出手段と呼び、この機能（制御量算出手段）の中でも、目標 ΔN 追従制御に関する制御量を設定する機能を回転推進力制御手段（或いは ΔN 追従制御手段又は目標回転数差追従制御手段）、加速旋回制御の制御量を設定する機能を加速旋回制御手段、タックイン対応制御の制

御量を設定する機能をタックイン対応制御手段、操舵過渡時に関する操舵過渡応答制御の制御量を設定する機能を操舵過渡応答制御手段とそれぞれ呼ぶ。

【0067】また、目標 ΔN 追従制御に関しては、車両の旋回状態に対応したヨー角又は左右車輪回転数差の目標値を算出又は記憶する機能（目標値算出手段）を有し、さらに、定常旋回時における目標値に応じた制御量を算出する機能（定常旋回制御手段）を有している。また、駆動処理では、トルク移動量を調整するために比例弁106に指令信号を出力する比例弁出力と、トルク移動方向を設定するために方向弁（方向切換弁）107に指令信号を出力する方向弁出力と、インジケータランプ110に表示指令信号を出力するインジケータ表示出力とを行なうようになっている。

【0068】以下にこれらの各処理を詳述する。

1. 4本装置の制御により得ようとする作用及び効果

本装置は、（1）旋回性能の向上、（2）旋回減速時の車両の安定性の確保、（3）発進性能、加速性能の向上を目標として開発したものであり、これらの観点からその制御原理を説明する。

【0069】1. 4. 1旋回性能の向上加速旋回時には車両の操舵特性がアンダステア側に強まるので、ドライバの意図した急旋回を行ない難い。特に、前輪にもエンジンの駆動力を伝達すると前輪の駆動力負担に応じて前輪に生じるコーナリングフォースが減少してアンダステア化が強まりやすい。

【0070】そこで、加速旋回時には、旋回外輪側へトルクを移動させることで、旋回方向へ向けてヨーモーメントを発生させて、前後加速度の大きい領域での前輪のコーナリングフォースを増大させてアンダステア化を抑制する。これにより、同様な加速旋回操作を行なった場合で、加速旋回時の車両の走行軌跡を比較すると、図7に示すように、制御無の状態から制御有の状態へと向上する。

【0071】また、図8は、旋回時に生じる横G（旋回G）に応じた操舵比（ $=\theta h/\theta h0$ 、 θh ：実ハンドル角、 $\theta h0$ ：理論的に要求されるハンドル角）の一例を示すもので、図中の操舵比が急増する領域が旋回限界領域に相当する。図示するように、旋回外輪側へのトルク移動制御により、旋回限界が向上することがわかる。

また、このような旋回性能の向上のための制御開始は、制御無で操舵比が非線形的に増加した場合に行なうようにすることで、制御頻度を低減することができる。

【0072】1. 4. 2旋回減速時の車両の安定性の確保

減速旋回時には、加速旋回とは逆に、車両の操舵特性がオーバステア側に強まるので、車両がタックインを生じやすくなる。そこで、減速旋回時には、加速旋回とは逆に、旋回内輪側へトルクを移動させることで、旋回抑制方向へ向けてヨーモーメントを発生させて、前輪のコーナリングフォースを減少させてオーバステア化を抑制する。これにより、図9に制御無として示す状態から制御有として示す状態へと示すように、車両のタックインが抑制される。

【0073】また、図10はヨーレイトの時間変化の一例を示すもので、実線は制御有を示し鎖線は制御無を示す。図示するように、アクセルホフの直後に、制御無ではヨーレイトが大きくなって車両姿勢が急変したことがわかり、制御有ではヨーレイトが大きくなることなく滑らかに収束しており、車両姿勢の安定が保持されることがわかる。

【0074】1. 4. 3発進性能、加速性能の向上

本装置では、左右輪で路面の摩擦抵抗が異なる状態での発進性能や加速性能を向上できるように、トルク制御を行なう。つまり、左右輪の一方の車輪の接触する路面が他方の車輪の接触する路面に比べて低 μ である場合には、発進時（これを μ スプリット発進という）や加速時に、低 μ 側の車輪の負荷が小さくなるため差動機構が働き、低 μ 側の車輪へ駆動力が増す一方で高 μ 路側の車輪への駆動力が減少する。

【0075】この結果、低 μ 側の車輪はエンジンからの駆動力の大部分を供給されながらもスリップして路面へ駆動力を十分に伝達できず、また、高 μ 路側の車輪はエンジンからの駆動力がほとんど供給されないためやはり、図11に制御無として示すように、路面へ駆動力を十分に伝達することができず、車両がなかなか進まない。

【0076】そこで、このような μ スプリット状態では、低 μ 車輪側から高 μ 路車輪側へとトルクを移動させる。これにより、図11に制御有として示すように、高 μ 路側の車輪から路面へ伝達される駆動力が増大するようになり、車両の発進や加速をより速やかに、また、効率よく行なうことができる。例えば図12は μ スプリット発進による加速Gの時間変化の一例を示すもので、実線は制御有を示し鎖線は制御無を示す。図示するように、トルク移動制御により、加速Gが向上することがわかる。

【0077】2. 本装置の制御内容

ここで、上述のようなトルク制御の内容を、入力演算処理、ドリフト判定ロジック、車両運動制御ロジック、路

面 μ 推定、アクチュエータ駆動の順に、より具体的に説明する。

2. 1 入力演算処理

入力演算処理では、図13に示すように、後左車輪速度 v_{rl} 、後右車輪速度 v_{rr} 、ハンドル角度 θ_h 、車体速度 v_b 、ハンドル角速度 $d\theta_h$ 、前左車輪速度 v_{fl} 、前右車輪速度 v_{fr} にかかる検出信号を各センサから受けるとともに、全開の計算値(トルク移動量 t_a 、路面 μ 判定係数 γ)及び圧力スイッチ、アイドルスイッチ、横Gセンサ、TPS(スロットルポジションセンサ)等からの検出信号を受けて、以下のような数値の演算処理を行なう。

【0078】2. 1. 1 後輪左右の速度差(dvr_d)*

$$dvr_{fl} = (dvr_d + odvr_d) / 2 \quad \dots (2.1.2.1)$$

$$dvr_f = LPF[dvr_d]$$

$$= LPF[dvr_{fl}, dvr_f] \quad \dots (2.1.2.2)$$

ただし、 $odvr_d$:一回前の dvr_d を保持した値

dvr_{fl} :スムージングした値

2. 1. 3 後輪の平均速度(v_r)

後左車輪速度 v_{rl} と後右車輪速度 v_{rr} とを平均化することで、後輪の平均速度 $v_r = (v_{rl} + v_{rr}) / 2$ を得て、トルク移動制御の作動状態を判別するために用いる。

【0080】2. 1. 4 推定車体速(v_b)、旋回半径(RR)

推定車体速 v_b は、左右前輪及び左右後輪の4輪うちの3番目に速い車輪速 v_3 に基づいて算出する。これは、本自動車は4輪駆動車のため各車輪とも駆動輪となり、このような駆動輪は、駆動力を路面に伝達する際に路面との間で滑りを生じるので、駆動輪に基づいて車体速を求めると例え僅かであっても実際の車体速よりも速い値となる。そこで、4つの駆動輪のうちで最も速い車輪速が実際の車体速に最も対応する。しかし、車輪速の※

$$RR_i = (1 + A * v_b d^2) * Lw / \delta$$

$$= (1 + A * v_b d^2) * Lw * GR / \theta_h \quad \dots (2.1.3.1)$$

ただし、 δ :実舵角($=\theta_h / GR$)

A:スタビリティファクタ

Lw:ホイールベース

Lt:トレッド幅

GR:ハンドルギヤ比

また、車体速 v_{bd} と車体速 v_b との比は、内輪側の旋回半径 RR_i と車体中心の旋回半径 RR との比に等し ★

$$RR = RR_i + Lt / 2 \quad \dots (2.1.4.1)$$

右旋回時

$$v_b = (RR_i + Lt / 2) / RR_i * v_{bd} \quad \dots (2.1.4.2)$$

直進時

$$v_b = v_{bd} \quad \dots (2.1.4.3)$$

左旋回時

$$v_b = (RR_i - Lt / 2) / RR_i * v_{bd} \quad \dots (2.1.4.4)$$

なお、車体中心の旋回半径 RR はこのような車体速 v_b に基づき次式(2.1.4.5)のように示すことができる。

* 後左車輪速度 v_{rl} 及び後右車輪速度 v_{rr} との差を演算して、旋回時やトルク移動制御によって発生する後輪左右の実速度差 $dvr_d (=v_{rl} - v_{rr})$ を得る。

2. 1. 2 後輪左右の速度差のデジタルフィルタ値(dvr_f)

実速度差 dvr_d は、トルク移動制御の作動状態を判別するために用いるため、実速度差 dvr_d をデジタルフィルタ(例えば、5Hzのローパスフィルタ)でフィルタ処理して、ノイズ影響を取り除く。ここでは、式(2.1.2.1)のようにスムージング処理を行なう式(2.1.2.2)に示すようにフィルタ処理を行なう。

【0079】

※ 検出値がノイズ等により適正な値とならない場合も考えられるので、検出値の信頼性を考慮して、4つの駆動輪のうちで2番目に遅い車輪速(即ち、3番目に速い車輪速) v_3 を採用して、推定車体速 v_b を求めている。

【0081】なお、直進時には、車輪速と車体速とが一定の比率で対応するので、例えば車輪の回転速度に車輪外周長を乗算して得られる車体速(単純算出車体速) v_{bd} を車体速 v_b とできるが、旋回時には旋回半径に応じた補正が必要になる。すなわち、旋回時には、3番目に速い車輪速は後輪の内輪となり、この内輪側が単純算出車体速 v_{bd} となるものと考えられるので、車体中心の車体速 v_b は、図14に示すような幾何学的関係から求められる。つまり、内輪側の旋回半径 RR_i は内輪側の車体速 v_{bd} に基づいて、次式(2.1.3.1)により算出できる。

【0082】

★く、旋回半径 RR は旋回半径 RR_i を用いて次式(2.1.4.1)のように示すことができるので、車体速 v_b は、車両の右旋回時、直進時、左旋回時に分けて、次式(2.1.4.2)～(2.1.4.4)のように、車体速 v_{bd} とハンドル角 θ_h とから求めることができる。

【0083】

【0084】

$$\begin{aligned} RR &= (1 + A * v b^2) * Lw / \delta \\ &= (1 + A * v b^2) * Lw * GR / \theta h \end{aligned} \quad \dots (2.1.4.5)$$

2. 1. 5 前後加速度 (gx) ※ローパスフィルタで処理して〔(2.1.5.2)参照〕、前後加
まず、次式 (2.1.5.1) のようにして、所定の周期で算出 速度 gx を得る。
される単純算出車体速 v b d の変化から算出し、こうし 【0085】
て求められた前後加速度 gx d は変動が激しいため、ロ*

$$gx d = v b d - o v b d \quad \dots (2.1.5.1)$$

ただし、o v b d : 1 周期又は所定周期前の単純算出車 ※ 体速 v b d

$$gx = LPF [gx d] \quad \dots (2.1.5.2)$$

2. 1. 6 基準横加速度 (gy) ★のようにして、ハンドル角 θh 、推定車体速 v b から計
基準横加速度 (gy) は、旋回時の車両に働く遠心力と 算で求める。この基準横加速度 (gy) を計算横 G とも
考えると、半径 RR i と推定車体速 v b とから算出で いう。
き、半径 RR i は上述のようにハンドル角 θh から求め 【0086】
られるので、基準横加速度 (gy) は、次式 (2.1.6.1) ★

$$\begin{aligned} gy &= v b^2 / RR \\ &= v b^2 * \theta h / [(1 + A * v b^2) * Lw * GR] \end{aligned} \quad \dots (2.1.6.1)$$

2. 1. 7 後輪基準回転速度差 (dv h f) ☆ r を求める。前述した後左車輪速度 v r l、後右車輪速
後輪基準回転速度差 dv h f は、旋回時に旋回半径 RR 度 v r r はローパスフィルタ処理が施されており、これ
に於いて、図 15 に示すような関係から幾何学的に算出 20 らと位相を合わせるために、回転速度差 dv h r をロー
できる後輪の回転速度差であり、式 (2.1.4.5) の関係を利用し、まず、次式 (2.1.7.1) のような推定車体速度
v b、ハンドル角度 θh の関数により回転速度差 dv h ☆ 【0087】

$$\begin{aligned} dv h r &= L t * v b / RR \\ &= L t * v b * \theta h / [(1 + A * v b^2) * Lw * GR] \end{aligned} \quad \dots (2.1.7.1)$$

$$dv h f = LPF [dv h r] \quad \dots (2.1.7.2)$$

2. 1. 8 前輪基準回転速度差 (dv h f f) ◆推定車体速度 v b、ハンドル角度 θh の関数から、回転
前輪基準回転速度差 dv r f f は、旋回時に旋回半径 R 速度差 dv h を求めて、これを、ローパスフィルタで処
R、舵角 δ に於いて、図 15 に示すような関係から幾何 30 理して〔(2.1.8.2)参照〕、前輪基準回転速度差 dv r
学的に算出できる前輪の回転速度差であり、式 (2.1.4. f f を得る。
5) の関係を利用して、まず、次式 (2.1.8.1) のように、 ◆ 【0088】

$$\begin{aligned} dv r f &= L t * v b * \cos(\theta h / GR) / RR \\ &= L t * v b * \cos(\theta h / GR) * [\theta h / [(1 + A * v b^2) \\ &\quad) * Lw * GR] \end{aligned} \quad \dots (2.1.8.1)$$

$$dv r f f = LPF [dv r f] \quad \dots (2.1.8.2)$$

2. 1. 9 前輪左右の速度差 (dv f d) ※トルク移動は、その指令値が出力されてから実際の車両
前左車輪速度 v f l 及び前右車輪速度 v f r との差を演 挙動として現れるまでに時間遅れが生じることから、ト
算して、旋回時等に発生する後輪左右の実速度差 dv f ルク移動の指令値 t a にローパスフィルタをかけて位相
d (= v f l - v f r) を得る。 40 を合わせ〔(2.1.10.1)参照〕、トルク移動量 t a f を得
【0089】

2. 1. 10 トルク移動量 (t a f : 一時 遅れ値) *

$$t a f = LPF [t a] \quad \dots (2.1.10.1)$$

2. 2 ドリフト判定ロジック

本制御では、車両がドリフトしようとしているか否かを判定して、この判定結果を左右輪のトルク移動制御を通じた車両の運動制御に用いる。このため、本制御では、図 16 に示すような各処理によってドリフト判定を行っている。

【0090】つまり、本制御では、タイヤが横滑りや縦 50

滑りを生じた場合にドリフトが発生すると判定する。タイヤの横滑りは、計算横 G と実横 G との関係が非線形になった場合に判定でき、タイヤの縦滑りは、推定車体速度 v b と後述する前後 G 推定車体速度 v b s との関係が非線形になった場合に判定できる。通常は、車両のドリフト時には、横滑りや縦滑りを伴うので、本制御では両者を考慮する。

【0091】そこで、本制御では、図16に示すように、タイヤの横滑り状態に応じた係数（タイヤの横滑り係数） dgy 及びタイヤの縦滑り状態に応じた係数（タイヤの縦滑り係数） $dvvbs$ に基づいて、ドリフト判定係数 srp を設定しこれを出力するとともに、さらに、このドリフト判定係数 srp に基づいてドリフト補正係数 $srp1 \sim srp5$ を設定する。

【0092】2.2.1タイヤの横滑り係数（ dgy ）
本制御では、前述のように、ハンドル角 θh と推定車体速 $v b$ とから計算横 G 、即ち、基準横加速度 gy を計算するが、この一方で、横 G センサにより、実際の横加速*

$$gyf = LPF[gy]$$

また、タイヤの影響やギヤ比等の違いにより、線形領域でも計算横 $G(gy)$ と実横 $G(rgyh)$ との間に、誤差が生じるので、次式(2.2.1.2)のように係数 k により※

$$rgyh = k * rgy$$

これにより、位相を合わせた計算横 $G(gyf)$ と係数を合わせた実横 $G(rgyh)$ とを比較することができ、ここでは、次式(2.2.1.3)で算出される計算横 $G(gyf)$ と実横 $G(rgyh)$ とを無次元化した値（タイヤの横滑り係数） dgy に基づいて、計算横 G と実横 G との間に生じる非線形、即ち、タイヤの横方向に生じる非線形を判定する。

【0095】図17は実横 $G(rgyh)$ と計算横 G との対応例を示す図であり、タイヤの横滑り等がなければ、★

$$dgy = |(gyf - rgyh) / rgyh| \quad \dots (2.2.1.3)$$

ただし、このようなタイヤの横滑り係数 dgy の計算には、次式(2.2.1.4)のような計算開始条件、及び、次式(2.2.1.5)のようなクリア条件が設けられている。これは、実横 $G(rgyh)$ の大きさと、計算横 G と実横 G との差 $(gyf - rgyh)$ の大きさが、一定以上大き★

$$|rgyh| > a [m/s^2] \text{ and } |gyf - rgyh| > b [m/s^2]$$

ただし、計算時に $|rgyh| > c [m/s^2]$ なら

横滑り係数 dgy は所定速度で0へ近づける $\dots (2.2.1.4)$

$$|rgyh| \leq d [m/s^2] \text{ and } |gyf - rgyh| \leq e [m/s^2]$$

$\dots (2.2.1.5)$

ただし、 a, b, c, d, e は定数

一般に、実横 G と計算横 G との線形領域を過ぎると、実横 G は計算横 G のように増加しないので、上式(2.2.◆

$$gyf = (1 + dgy) rgyh$$

線形領域を脱した際には、 dgy は0から次第に増加していき、上式(2.2.1.3.a)の関係は、例えば図17中の直線Dのように示すことができる。そこで、理論上は、横滑り係数 dgy が0以外になったら線形がくずれたとも判定できるが、実際には、実横 G や計算横 G について位相合わせや係数合わせを行なっても、常に完全にマッチングさせることは困難なので、実際に線形領域であっても、横滑り係数 dgy が生じる(0以外になる)ことが多い。このため、本制御では、図18に示すように、横滑り係数 dgy が第1所定値($dgy1$)以下ならば

*度（実横 G ） rgy を検出する。車両が横滑りすることなく走行している場合には、計算横 G と実横 G との関係が線形になる。そこで、ドリフト判定を行なうために、計算横 G と実横 G とを比較する。

【0093】しかし、計算横 $G(gy)$ は、ハンドル角 θh 等の入力情報から横 G を算出しており、ハンドルに応じて車両に横 G が生じるまでには、位相遅れが生じるので、本制御では、計算横 G をローパスフィルタでフィルタ処理して、位相合わせを行なう〔(2.2.1.1)参照〕。

$\dots (2.2.1.1)$

※実横 $G(rgy)$ を補正して係数合わせを行なう。

【0094】

$\dots (2.2.1.2)$

★直線Aのように、実横 $G(rgyh)$ と計算横 G とが線形の関係になるが、実際には、タイヤのグリップ限界を過ぎると横滑り等を生じて、実横 G は計算横 G のように増加しない。高 μ 路では曲線Bのように横 G の高い領域まで線形が保たれるが、低 μ 路では曲線Cのように横 G の低い領域で線形を保てなくなってしまふ。

【0096】タイヤの横滑り係数 dgy は、次式(2.2.1.3)のように定義する。

☆くならないと車両にドリフトが生じるおそれがないので、このような場合には、横滑り係数 dgy の計算を行なわないようにして、計算頻度を低減しているのである。

【0097】

◆1.3)は、次のように変形できる。

【0098】

$\dots (2.2.1.3.a)$

線形領域、横滑り係数 dgy が第2所定値($dgy2$)以上ならば完全非線形領域として、横滑り係数 dgy が第1所定値と第2所定値との間にあると、第2所定値に近づくにしたがって、非線形度合が高まっているものとする。

【0099】2.2.2タイヤの縦滑り係数($dvvbs$)

本制御では、前述のように、4輪のうちの3番目に速い車輪速 $v3$ に基づいて推定車体速 $v b$ を算出するが、タイヤが大きくスリップしたらこのような車輪速 $v3$ に基

づく車体速 v_b は実車速よりも大きいものになってしまう。そこで、タイヤのスリップ発生を推定したら、車輪速ではなくこの時の車速と前後Gとに基づいて、前後G推定車体速度 v_{bs} を算出する。

【0100】この前後G推定車体速度 v_{bs} は、前後Gセンサで検出した車体の前後Gに基づいてタイヤのスリ

$$v_{bs} = g_{x_{s1}} \cdot t + v_{b_{s1}}$$

タイヤの縦滑り係数 d_{vvbs} は、上述のように算出される前後G推定車体速度 v_{bs} と、これと同時に検出される3番目に速い車輪速 v_3 とに基づいて次式 (2.2.2. 2) により算出するが、この算出値 d_{vvbsd} に関する※

$$d_{vvbsd} = v_3 - v_{bs}$$

$$d_{vvbs} = LPF [d_{vvbsd}]$$

図19は車両のスリップ発生時に、車輪速 (3番目に速い車輪速 v_3) 及び前後G推定車体速度 v_{bs} の推移していく一例を示す図である。ここでは、実際の車体速度 V_R がほぼ一定で走行中に極低 μ 路に進入してタイヤにスリップが発生しその後このスリップが収束していく場合を示している。図示するように、タイヤにスリップが発生すると車輪速 v_3 が急増し、前後G推定車体速度 v_{bs} が算出されるようになる。

【0103】このスリップ発生の直後には、車輪速 v_3 が増加するため、この車輪速 v_3 と前後G推定車体速度 v_{bs} との差、即ち、タイヤの縦滑り係数 d_{vvbs} が増大する。そして、スリップが収束していくと車輪速 v_3 が減少して前後G推定車体速度 v_{bs} に接近してくるので、タイヤの縦滑り係数 d_{vvbs} が減少する。したがって、タイヤの縦滑り係数 d_{vvbs} に基づいて、タイヤのスリップ状態、即ち、タイヤがスリップしていない線形域か、或いは、タイヤがスリップしている非線形域かを推定することができる。

$$s_{rp} = (a \cdot d_{gy})^2 + (b \cdot d_{vvbs})^2 \quad \dots (2.2.3.1)$$

ただし、 a 、 b は円にするための係数調整
このドリフト判定係数 s_{rp} は、図21に示すようなドリフト判定円 (摩擦円) によって評価することができる。図21は、横滑り係数 d_{gy} を係数調整した値 ($a \cdot d_{gy}$)、縦滑り係数 d_{vvbs} を係数調整した値 ($b \cdot d_{vvbs}$) をそれぞれ横軸、縦軸として直行座標を示し、ドリフト判定係数 s_{rp} は、この座標における原点からの距離の二乗に相当する。

【0107】ドリフト判定円は、このような座標の原点を中心とした円であって、第1の半径 r_1 、第2の半径 r_2 ($r_1 < r_2$) の各円からなる。そして、半径 r_1 の円内を線形領域 (タイヤがスリップしていない領域)、半径 r_1 の円外を非線形領域 (タイヤがスリップしている)、そして、非線形領域のうちの半径 r_2 の円外をドリフト領域と設定している。

【0108】つまり、ドリフト判定係数 s_{rp} の平方根 ($s_{rp}^{1/2}$) が半径 r_1 内 (即ち、 $s_{rp}^{1/2} \leq r_1$) であれば線形領域、 $s_{rp}^{1/2}$ が半径 r_1 よりも

※ ップ発生時における車体速 v_{bs1} と前後G ($g_{x_{s1}}$) の検出値とから次式 (2.2.2.1) により算出する。なお、 t はスリップ発生後の経過時間であり、車輪速 (例えば、3番目に速い車輪速 v_3) が急増した場合にスリップが発生したと推定することができる。

【0101】

$$\dots (2.2.2.1)$$

※ ノイズ影響等を考慮して、これを更にローパスフィルタでフィルタリングして [(2.2.2.3) 参照]、タイヤの縦滑り係数 d_{vvbs} を求める。

【0102】

$$\dots (2.2.2.2)$$

$$\dots (2.2.2.3)$$

★【0104】そこで、理論上は、縦滑り係数 d_{vvbs} が0以外になったら非線形になったとも判定できるが、実際には、スリップ発生の推定や前後G推定車体速度 v_{bs} の推定にも誤差が生じるので、本制御では、図20に示すように、縦滑り係数 d_{vvbs} が第1所定値 (d_{vvbs1}) 以下ならば線形領域、縦滑り係数 d_{vvbs} が第2所定値 (d_{vvbs2}) 以上ならば完全非線形領域として、縦滑り係数 d_{vvbs} が第1所定値と第2所定値との間にあると、第2所定値に近づくにしたがって、非線形度が高まっているものとする。

【0105】2.2.3 ドリフト判定係数 (s_{rp})

本装置では、上述のような横滑り係数 d_{gy} と縦滑り係数 d_{vvbs} とを共に考慮してドリフト判定を行なう。そこで、次式 (2.2.3.1) により、横滑り係数 d_{gy} と縦滑り係数 d_{vvbs} とを合成した値 (これを、ドリフト判定係数という) $s_{rp} (= s_{rp} d^2)$ を算出して、ドリフト判定に用いる。

★【0106】

$$s_{rp} = (a \cdot d_{gy})^2 + (b \cdot d_{vvbs})^2 \quad \dots (2.2.3.1)$$

大 (即ち、 $s_{rp}^{1/2} > r_1$) であれば非線形領域、さらに、 $s_{rp}^{1/2}$ が半径 r_2 よりも大 (即ち、 $s_{rp}^{1/2} > r_2$) であればドリフト領域にあるとしている。

なお、非線形領域のうち、 $r_1 < s_{rp}^{1/2} \leq r_2$ の領域は、完全なドリフトではないが、ドリフト判定係数 s_{rp} に相応した度合のドリフト傾向にあるものとする。

【0109】例えば図22は、ドリフト判定係数 s_{rp} に対するドリフト判定の対応を示すもので、 s_{rp} が半径 r_1^2 以下 (即ち、 $s_{rp} \leq r_1^2$) であれば線形領域、 s_{rp} が半径 r_2^2 よりも大 (即ち、 $s_{rp} > r_2^2$) であればドリフト領域、 s_{rp} が $r_1^2 < s_{rp} \leq r_2^2$ の領域は、完全なドリフトではないが、ドリフト判定係数 s_{rp} に相応したドリフト度合であるとしている。

【0110】(ドリフト対応制御開始条件) ドリフト判定係数 s_{rp} が所定値以上で、且つ、カウンタステアが切られてこのカウンタステアのハンドル角速度が所定速度以上に速ければ、ドリフト走行と判定する。なお、カウンタステアが切られたと判定するのは操舵角が中立位

置を越えた場合、即ち、計算横Gの方向と実横Gの方向とが逆の場合とする。即ち、次の3つの式の条件がいずれも同時に成立した場合に、ドリフト走行と判定してド*

$$s r p > s r p 0$$

・計算横G (g y) の方向と実横G (r g y h) の方向※

$$g y \cdot r g y h < 0$$

・ハンドル角速度 $\Delta \theta h$ が所定速度 $\Delta \theta_1$ 以上であること★

$$\Delta \theta h \geq \Delta \theta_1 \text{ (deg/s)}$$

また、上記3つの式の条件が同時に成立しない場合であっても、ドリフト判定係数s r pが所定値以上又はカウンタステア状態のときにドリフト走行と判定してもよい。

【0111】(ドリフト対応制御終了条件) 操舵角が再び

$$g y \cdot r g y h > 0$$

また、上述の条件式によりドリフト走行でない判定されると、ドリフト判定係数s r pは零に設定される(s r p = 0)。

【0112】2. 2. 4ドリフト補正係数1 (s r p 1)

ドリフト補正係数1 (s r p 1) は、ドリフト対応制御開始条件によりドリフト走行と判定されると、図23に示すようなマップを用いてドリフト判定係数s r pに基づき設定される。そして、ドリフト判定時には目標 ΔN 追従制御にこのドリフト補正係数1 (s r p 1) を乗算することで補正を施す。これにより、基準となる後輪左右の速度差d v h fに補正係数s r p 1により補正をかけることで、ヨーレイトフィードバック制御をやめて、回転数差に反応するL S D (リミテッドスリップデフ) 機能、即ち差動制限とする。また、操舵速度によりゲインを落とす操舵過渡応答係数(k d h)に補正をかけて、ゲインを落とさないようにする。

【0113】2. 2. 5ドリフト補正係数2~5 (s r p 2~5)

ドリフト補正係数2及び3 (s r p 2, 3) は、ドリフト対応制御開始条件によりドリフト走行と判定されると、目標 ΔN 追従制御によるL S Dの効きの強さを設定するものであり、図24、図25に示すようなマップを用いてドリフト判定係数s r pに基づき設定される。このうち、ドリフト補正係数2 (s r p 2) は高 μ 路用ゲインを設定するためのもので、ドリフト時にはゲインを落とす。ドリフト補正係数3 (s r p 3) は低 μ 路用ゲインを設定するためのもので、ドリフト時にはゲインを上げる。

【0114】図28は回転数差(d v h f - d v r d)に対するトルク移動量を示すものである。この図28に示すように、ドリフト補正係数2 (s r p 2) は本装置の高 μ 路用ゲインを下げることで、又、ドリフト補正係数3 (s r p 3) は低 μ 路用ゲインを上げることで、いずれも機械式L S Dの特性に近づけようとするものである。

* リフト対応制御を開始する。

・ドリフト判定係数s r pが所定値以上であること

... (2.2.6.1)

※とが逆であること

... (2.2.6.2)

★と

... (2.2.6.3)

☆び中立位置に戻ったときに、即ち、計算横Gの方向と実横Gの方向とが等しくなったとき、ドリフト走行終了と判定して、ドリフト対応制御を中止する。

・計算横G (g y) の方向と実横G (r g y h) の方向とが同方向であること

... (2.2.6.4)

【0115】ドリフト補正係数4 (s r p 4) は、ドリフト判定時に、操舵角速度比例制御項の制御ゲインを適性な制御ゲインに調整するためのものであり、図26に示すようなマップを用いてドリフト判定係数s r pに基づき設定される。

【0116】ドリフト補正係数5 (s r p 5) は、ドリフト判定時に、加速旋回制御項及びタックイン対応制御項の制御ゲインを適性な制御ゲインに調整するためのものであり、図27に示すようなマップを用いてドリフト判定係数s r pに基づき設定される。

2. 2. 6旋回横G (ドリフト対応, g g y)

ところで、本制御では、旋回時に車両に加わる横加速度(旋回横G)に基づいたトルク移動制御があり、例えばタックイン対応制御や加速旋回制御がこれに相当する。この旋回横Gは前述の計算横Gや実横Gが対応するが、タイヤが路面をしっかりとグリップして走行している時(グリップ走行時)には計算横Gと実横Gとの差がないので、計算横Gも実横Gとともに車両の挙動に対応するものになり、旋回横Gとして実横Gよりも処理速度の速い計算横Gを用いることができる。しかし、ドリフト走行時には計算横Gと実横Gとの間に大きな差が生じるので、計算横Gは用いることができず、この場合には、旋回横Gとして車両の挙動に対応した実横Gを用いる必要がある。

【0117】そこで、本装置では、通常は計算横Gを使用して、この計算横Gでは実情に対応できない場合に実横Gを用いるようにしている。このため、ドリフト対応制御開始条件でドリフト走行と判定されると、旋回横Gとして計算横Gの採用から実横Gの採用へと切り替わり、ドリフト対応制御終了条件でドリフト走行終了と判定されると、実横Gの採用から計算横Gの採用へと復帰するように設定されている。

【0118】なお、横Gの選択は、横G選択係数d o r iにより表し、計算横G選択時にはd o r i = 0とし、実横G選択時にはd o r i = d o r i 1 (定数)とする。ドリフト対応の旋回横G: g g yは、横G選択係数

doriにより、次式のように示すことができる。

$$ggy = [dori \cdot rgyh + (dori - dori) \cdot gy] / dori$$

ただし、gy：計算横G、rgyh：実横G

さらに、このようなドリフト対応にかかる旋回横Gの選択例を図53を参照して説明する。図53中、実線は計算横G(gy)を、破線は実横G(rgyh)を示し、図示するように、車両の旋回時には車両に横Gが発生し、グリップ走行時には計算横Gと実横Gとの差がないが、ドリフト状態になると実横Gは大きな変化がないのに計算横Gは急変する。このように計算横Gが急変するのは、ドリフト状態になるとドライバがハンドル操作を加えるためであり、ハンドル操作が加えられると、式(2.1.6.1)のようにハンドル角 θ_h に基づいて算出される計算横Gが大きく変化するのである。特に、ドリフト時に、カウンタステアが切られると計算横Gは、実横Gと逆方向へ変化する。この計算横Gが実横Gと逆方向へ変化して、計算横Gが実横Gと同方向になるまでの間だけ、即ち、図53中に「ドリフト制御中」と示す期間だけ、計算横Gに代えて実横G入力を採用する。

【0119】2.3車両運動制御ロジック

前述のように、本動力伝達制御装置では、制御モードとして、目標回転数差追従制御(目標 ΔN 追従制御)と、加速旋回制御と、タックイン対応制御と、操舵過渡応答制御とが設けられているが、ここで、これらの各制御について詳細に説明する。

【0120】2.3.1目標 ΔN 追従制御

目標 ΔN 追従制御は、ヨーレートフィードバック制御としての作用(ヨーレートFBC作用)とLSDとしての*

$$ddvr = dvhf - dvr$$

ただし、ドリフト制御中は、次式のように、基準となる後輪基準回転速度差(dvhf)に前記ドリフト補正係数l(srpl)を乗算することで、ヨーレートFBC*

$$dvhf = dvhf \cdot srpl / srpl_{max} \quad \dots \dots (2.3.1.2)$$

そして、この基本制御量tbd(tbhd, tbd)に、図29、図30に示すように、スムージング処理、フィルタ処理や、操舵過渡応答係数(kbh, kb1), 車速係数(kbh2, kb12), ドリフト補正係数2, 3(srpl2, srpl3)を乗算することによる補正を施して、最終的な制御量tb(tbh, tb1)を得るようになっている。

【0124】(2)スムージング処理、フィルタ処理(tbhd f2, tbd f2)

★

$$tbdf1(n) = [tbd(n) + tb(n-1)] / 2$$

$\dots \dots (2.3.1.3)$

また、リミッタ型フィルタとしては、増加時と減少時とで異なる勾配のものを使用する。そして、フィルタリングした値を、tbdf2(即ち、高 μ 路用はtbhd f2, 低 μ 路用はtbd f2)とする。

【0126】(3)操舵過渡応答係数(kbh1, kb

*作用(LSD作用)との両方を狙った制御であり、式(2.1.7.2)により前述のようにして得られる後輪基準回転速度差(理論値, dvhf)と後輪の左右輪の速度差(実速度差, dvr)との差をなくすようにゲイン調整を行なう。このため、図29、図30の破線のブロックB31内に示すようにして、各制御量(高 μ 路用制御量tbh, 低 μ 路用制御量tbl)が設定される。

【0121】例えば加減速旋回時には、車両のスタビリティが非線形となり後輪基準回転速度差(理論値, dvhf)と後輪の左右輪の実際の速度差(実速度差, dvr)との差ddvr(=dvhf-dvr)が異なるため、理論値dvhfと実速度差dvrとの差ddvrを解消するように制御を行なう。つまり、加速旋回時には、車両の操舵特性がアンダステア側に強まって差ddvrが負の値となるため、この差ddvrを増加させる方向つまり旋回外輪側へトルクを移動させるように制御を行なう。また、減速旋回時には、車両の操舵特性がオーバステア側に強まって差ddvrが正の値となるため、この差ddvrを減少させる方向つまり旋回内輪側へトルクを移動させるように制御を行なう。

【0122】(1)回転速度差比例制御(tbhd, tbd)

まず、下式(2.3.1.1)により、後輪基準回転速度差(理論値, dvhf)と後輪の左右輪の実際の速度差(実速度差, dvr)との差ddvrを求め、この差ddvrに関して、図31、図42に示すようなマップから対応する基本制御量、即ち、高 μ 路用基本制御量tbhd, 低 μ 路用基本制御量tblを設定する。

【0123】

$\dots \dots (2.3.1.1)$

*作用を無くして回転速度差に反応するLSD作用のみの制御にする。

★制御ハンチングの抑制のために、スムージング処理とリミッタ型フィルタ処理とを行なう。スムージング処理は例えば次式(2.3.1.3)のように、前回の制御量tb(n-1)、即ち、tbh(n-1)又はtbl(n-1)と、今回の基本制御量tbd(n)、即ち、tbhd(n)又はtbl(n)とを、平均化することで行なう。

【0125】

11)

急操舵を行なった場合、目標 ΔN 追従制御では、遅れて信号を出力することから車両の挙動に悪影響を及ぼす。そこで、ハンドル角速度のピークホールド値を用いて、速い操舵の後は、しばらくの間、このハンドル角速度に

31

応じて目標 ΔN 追従制御にかかる制御ゲインを低下させる。

【0127】ハンドル角速度のピークホールド値 $dstf$ は、検出されたハンドル角速度 $d\theta h$ の絶対値 $|d\theta h|$ に

$$\text{条件: } dstf \leq |d\theta h| + 2$$

$$dstf = |d\theta h|$$

$$dstf \leq dstf - 2$$

また、ドリフト制御中は、ハンドル操舵の影響を取り除くため、ピークホールドした値 $dstf$ に、次のように※

$$dstf = dstf \cdot srpl / srpl_{max} \quad \dots\dots\dots (2.3.1.7)$$

なお、ピークホールド値 $dstf$ に関するピークホールド係数に応じて、ハンドル角速度 $d\theta h$ の推移は、図54に示すような特性として現れ、ピークホールド係数が小さいほどハンドル角速度 $d\theta h$ は緩やかに0へ戻る。操舵過渡応答係数 (kbh, kbl) については、このようにドリフト補正係数 $1(srpl)$ で補正したピークホールド値 $dstf$ に基づいて、図32、図43に示すようなマップから対応する値を設定する。なお、図32は高 μ 路用マップであり、図43は低 μ 路用マップであるが、ここでは、これらのマップは同様に構成される。

【0129】(4)車速係数 $(kbh2, kbl2)$

また、車速が高くなるほど目標 ΔN 追従制御の車両挙動への影響が強くなるので、車速が高まると、車両の挙動安定性を重視するようにして目標 ΔN 追従制御のゲインを低下させるようにしている。このゲインを、ここでは車速係数 $(kbh2, kbl2)$ とするが、車速係数 $(kbh2, kbl2)$ は、例えば図33、図44に示すようなマップから推定車体速度 v_b に基づいて設定する。そして、設定された車速係数 $(kbh2, kbl2)$ を乗算する。

【0130】(5)ドリフト補正係数2, 3 $(srp2, srp3)$

このドリフト補正係数2及び3 $(srp2, 3)$ は、前述のように目標 ΔN 追従制御による LSD の効きの強さを設定するものである。ドリフト補正係数2 $(srp2)$ は高 μ 路用ゲインを設定するためのものであり、ドリフト時にはゲインを落とす。ドリフト補正係数3 $(srp3)$ は低 μ 路用ゲインを設定するためのもので、ドリフト時にはゲインを上げる。

【0131】2.3.2加速旋回制御

加速旋回制御は、前述のように急旋回時のアンダステア傾向の増加を抑制する制御であり、この制御が必要となるのは、車両のスタビリティが非線形となる場合である。つまり、図55に示すように、球心加速度(即ち、旋回 G に相当する)と操舵比との関係が線形領域を外れた場合(破線部参照)には、図56に破線で示すように、車両の旋回半径が拡大してしまう。これは、急旋回時には車両の操舵特性がアンダステア側に強まるためである。

32

$\ast \theta h|$) に関して、次式(2.3.1.4)のような条件が成立すると次式(2.3.1.5)のように設定され、この条件が成立しなければ次式(2.3.1.6)のように設定される。

$$\dots\dots\dots (2.3.1.4)$$

$$\dots\dots\dots (2.3.1.5)$$

$$\dots\dots\dots (2.3.1.6)$$

※ドリフト補正係数 $1(srpl)$ を乗算する。

【0128】

【0132】前述したように、急旋回時には、目標 ΔN 追従制御において、旋回外輪側へトルクを移動させて旋回方向のモーメントを発生させて前輪のコーナリングフォースを増大させているが、目標 ΔN 追従制御はフィードバック制御のため若干の反応遅れが生じる。そこで、このような急旋回時には、旋回外輪側へトルクを移動させる加速旋回制御を行なって、旋回方向へ向けてヨーモーメントを増加させ、前後加速度の大きい領域での前輪のコーナリングフォースを増大させてアンダステア化を抑制するようにしているのである。

【0133】(1)加速旋回制御量 (teh, tel)
本制御では、図29、図30のブロックB32内に示すように、旋回横 $G(ggy)$ が所定値以上のとき、加速旋回時制御の基本制御量 $tehd, teld$ を設定し、これに、加速度又はアクセル開度に応じた補正(即ち、加速度係数 $keh1, keh2, kell, kel2$ の乗算)及び車速に応じた補正(即ち、車速係数 $keh3, kel3$ の乗算)を行なって、ドリフト補正係数〔ドリフト補正係数5 $(srp5)$ 〕による補正を行なって、最終的な加速旋回時制御量 teh, tel を得るようになっている。また、この制御量はタックイン対応制御中でないことを条件に出力される。なお、基本制御量 $tehd, teld$ は、図34、図45に示すようなマップにより旋回横 $G(ggy)$ が所定値以上のときに旋回横 $G(ggy)$ に基づいて急旋回と判定して設定されるので、操舵応答性が良くなる。

【0134】なお、本実施例においては、旋回横 $G(ggy)$ が所定値以上のときに急旋回と判定しているが、旋回横 $G(ggy)$ が微小でも検出されると旋回外輪の回転推進力を増大せしめるように制御量を算出してもよい。

(2)加速度係数 $(keh1, keh2, kell, kel2)$

急加速時には、前輪のコーナリングフォースが小さくなり、強アンダステアとなるため、加速旋回制御にかかる制御量 teh, tel のゲインを上げて、前輪のコーナリングフォースを増大させる。このため、加速度係数 $keh1, keh2, kell, kel2$ を設定して、基本制御量 $tehd, teld$ にこの加速度係数 $keh1, keh2, kell, kel2$ を乗算することで制

御量 t_{eh} , t_{el} のゲインを上げるようにしている。
 加速度係数（スロットル開度係数） k_{eh1} , k_{el1} は、図35、図46に示すようなマップによりスロットル開度（ t_{ps} ）に基づいて設定され、加速度係数 k_{eh2} , k_{el2} は、図36、図47に示すようなマップにより計算前後 $G(gb)$ に基づいて設定される。

【0135】よって、前後加速度によるゲイン調整によって操舵応答性が良くなるとともに、スロットル開度によるゲイン調整により、前後加速度によるゲイン調整の応答遅れをカバーでき、さらに、操舵応答性が良くなる。言うまでもなく、前後加速度又はスロットル開度のどちらか一方によるゲイン調整だけでも、操舵応答性が良くなる。

【0136】（3）車速係数（ k_{eh3} , k_{el3} ）
 高速走行時には、トルク移動制御により車両の挙動安定性が低下し易いので、車両の安定性を保持できるように、加速旋回制御量 t_{eh} , t_{el} のゲインを減少させる。そこで、このゲインにかかる車速係数 k_{eh3} , k_{el3} を設定して、制御量（基本制御量 t_{ehd} , t_{eld} に加速度係数 k_{eh1} , k_{eh2} , k_{el1} , k_{el2} を乗算したもの）にこの車速係数 k_{eh3} , k_{el3} を乗算することで制御量 t_{eh} , t_{el} のゲインを上げるようにしている。車速係数 k_{eh3} , k_{el3} は、図37、図48に示すようなマップにより推定車体速度（ v_b ）に基づいて設定する。よって、所定車速以上で制御を禁止又は弱めることによりオーバステア現象を抑えることができる。

【0137】（4）タックイン対応制御に関するスイッチ

前述のように、タックイン対応制御中には、加速旋回制御を停止する。これは、加速旋回制御よりもタックイン対応制御を確実に優先させて、タックイン防止というより緊急な制御を確実に実行するためのものである。そこで、図29、図30に示すように、以下のように作動するスイッチ（スイッチ機能）が設けられている。

【0138】 $t_{dh2d} = 0$ のとき SW：オン、 $t_{dh2d} \neq 0$ のとき SW：オフ

$t_{dl2d} = 0$ のとき SW：オン、 $t_{dl2d} \neq 0$ のとき SW：オフ

なお、加速旋回制御用の制御量と後述するタックイン対応制御用の制御量とは、上述の如く択一的に使用することもできるが、車両の状況に応じてタックイン対応の必要度合が高いときに校舎の制御量の反映度合が大きくなるようにして両データを総合して制御データを求めてもよい。

【0139】（5）ドリフト補正係数5（ s_{rp5} ）
 ドリフト制御中には、旋回横 G の入力を計算横 G から実横 G 入力に切り替えるので、制御量（基本制御量 t_{ehd} , t_{eld} に加速度係数 k_{eh1} , k_{eh2} , k_{el1} , k_{el2} 、車速係数 k_{eh3} , k_{el3} を乗算した

もの）に、前述のドリフト補正係数5を乗算することで制御量 t_{eh} , t_{el} のゲインを適正なものに調整している。

【0140】2. 3. 3 タックイン対応制御

前述のように、減速旋回時には加速旋回とは逆に前輪のコーナリングフォースの増大に伴って車両の操舵特性がオーバステア傾向に強まり、車両がタックインを生じやすくなる。前述したように、減速旋回時には、目標 ΔN 追従制御において、旋回内輪側へトルク移動させて旋回抑制方向のヨーモーメントを発生させて、これにより、オーバステア化を抑制しているが、目標 ΔN 追従制御は、フィードバック制御のため、若干の反応遅れが生じる。

【0141】そこで、旋回内輪側へトルクを移動させることで、旋回抑制方向へのヨーモーメントを増加させるタックイン対応制御を行ない、前輪のコーナリングフォースを減少させてオーバステア化を抑制する。これにより、車両の旋回挙動を、図57に破線で示す状態から実線で示す状態へと制御して、車両のタックインやタックインによるスピン等を回避する。

【0142】（1）タックイン対応制御（ t_{dh} , t_{dl} ）

そこで、このような減速旋回時には、旋回内輪側へトルクを移動させるタックイン抑制の制御を行なうが、本制御では、図29、図30のブロックB32内に示すように、タックイン対応制御の基本制御量 $t_{dh d}$, $t_{dl d}$ を設定し、これに、タックイン対応制御条件に応じた操作、つまり、タックイン対応制御条件が成り立てば基本制御量 $t_{dh d}$, $t_{dl d}$ をそのまま採用し、タックイン対応制御条件が成り立たなければ基本制御量 $t_{dh d}$, $t_{dl d}$ を0とする。そして、さらに、ドリフト補正係数〔ドリフト補正係数5（ s_{rp5} ）〕を含めた各種補正を行なって、最終的なタックイン対応制御量 t_{dh} , t_{dl} を得るようになっている。また、この制御量はセット・クリヤ指令に応じて出力される。なお、基本制御量 $t_{dh d}$, $t_{dl d}$ は、図38、図49に示すようなマップにより旋回横 $G(ggy)$ に基づいて設定する。

【0143】（2）タックイン対応制御の開始条件、終了条件（ $k_{dh d}$, $k_{dl d}$ ）

タックイン対応制御は、その開始条件が成立したら開始し、終了条件が成立したら終了するが、ここでは、タックイン対応制御の条件に応じた補正係数 $k_{dh d}$, $k_{dl d}$ を基本制御量 $t_{dh d}$, $t_{dl d}$ に乗算することで、条件に応じた制御量を出力させるようにしている。

【0144】（開始条件）タックイン対応制御は、旋回時に減速が開始された場合に必要となるため運転者による減速指令操作や実際の車両の減速挙動の開始等をとらえて、タックイン対応制御の開始条件としている。一例としては、スロットルポジションセンサ（TPS）48

Eで検出されたスロットル開度 t_{ps} と共にスロットル開度の時間変化 $d t_{ps}$ を各閾値 t_{ps1} , $d t_{ps1}$ ($d t_{ps1} < 0$) と比較し、次の条件が成立すると、タックイン対応制御の開始条件が成立したとして補正係数 k_{dh1} , k_{dl1} を1とする。

【0145】 $t_{ps} < t_{ps1}$ 且つ $d t_{ps} < d t_{ps1}$

(終了条件) タックイン対応制御は、旋回時に減速が終了した場合や旋回自体が終了した場合に不要となるので、ここでは、減速操作が終了したこと又は旋回横Gがなくなったことをタックイン対応制御の終了条件としている。減速操作が終了したか否かは、スロットル開度が所定開度 t_{ps2} (この開度 t_{ps2} は、開始条件開度 t_{ps1} よりも大) よりも大きくなったか否かで判定できる。

【0146】そこで、次式のように、スロットルポジションセンサ (TPS) 48Eで検出されたスロットル開度 t_{ps} が閾値 t_{ps2} よりも大が成立するか、又は、旋回横G (g_{gy}) が0となるかのいずれかが戦慄すればタックイン対応制御の終了条件が成立したとして補正係数 k_{dh1} , k_{dl1} を0とする。

$t_{ps} > t_{ps2}$ 又は $g_{gy} = 0$

(3) タックイン対応制御の禁止に関するスイッチ (f_{td})

タックイン対応制御を効かせたくない場合のために、スイッチが設けられており、スイッチ信号 f_{td} に応じて以下のようにスイッチ指令が行なわれ、スイッチSWがオンなら制御量 t_{dh} , t_{dl} が出力され、オフなら出力されない。

【0147】 $f_{td} = 0$ のとき SW: オフ, $f_{td} = 1$ のとき SW: オン

(4) ドリフト補正係数5 (s_{rp5})

ドリフト制御中には、旋回横Gの入力を計算横Gから実横G入力に切り替えるので、制御量 t_{dh} , t_{dl} に、前述のドリフト補正係数5を乗算することで制御量 t_{dh} , t_{dl} のゲインを適正なものに調整している。

【0148】 2. 3. 4 操舵過渡応答制御

操舵過渡応答制御は、操舵過渡時に行なう制御であり、図29、図30のブロックB33内に示すように操舵角の変化、即ち、操舵角速度に比例するように制御を行なう。つまり、操舵角速度 $d\theta h$ に応じた基本制御量 t_{chd} , t_{cld} を設定し、これに、車速に応じた補正、ハンドルの切り込みや切り戻しに応じた補正、及びドリフト補正係数4 (s_{rp4}) によりドリフト補正を施し、こうして得られた制御量 t_{ch} , t_{cl} により制御を行なう。

【0149】 (1) 操舵角速度比例制御

操舵角速度 $d\theta h$ に応じて基本制御量 t_{chd} , t_{cld} を設定するが、ここでは、図39、図50に示すようなマップを用いて操舵角速度 $d\theta h$ にほぼ比例するよう

に操舵角速度 $d\theta h$ に応じて基本制御量 t_{chd} , t_{cld} を設定する。これにより、操舵角速度 $d\theta h$ に応じたトルク移動制御を行なえることになり、過渡特性、即ち、ハンドル操舵に対する初期応答性が向上する。

【0150】 (2) 車速係数 (k_{ch} , k_{cl})

低速時には、制御応答性を特に高める必要はなく、したがって操舵過渡応答制御の要求度は低いため、操舵過渡応答制御量関するゲインを低減させ、一方、高速時には、ハンドルの切り込み時や切り戻し時に操舵角速度 $d\theta h$ に応じたトルク移動制御を行なうと、却って車両の挙動を不安定にするおそれがあるので、このような不安定性を招来しないように、高速時にもゲインを低減させるように、車速係数 k_{ch} , k_{cl} を設定する。

【0151】このような車速係数 k_{ch} , k_{cl} は、例えば、切り込み時には、図40 (A)、図51 (A) に示すようなマップを用いて設定し、切り戻し時には、図40 (B)、図51 (B) に示すようなマップを用いて設定する。なお、ハンドルの切り込み及び切り戻しについては、例えば図58に示すように、ハンドル角 (操舵角) θh とハンドル角速度 (操舵角速度) $d\theta h$ とが同符号 (同方向) のときに切り込みと判定し、ハンドル角 θh とハンドル角速度 $d\theta h$ とが異符号 (異方向) のときに切り戻しと判定する。即ち、ハンドル角 θh とハンドル角速度 $d\theta h$ との積 ($\theta h \cdot d\theta h$) が正 (即ち、 $\theta h \cdot d\theta h \geq 0$) のときには切り込み、負 (即ち、 $\theta h \cdot d\theta h < 0$) のときには切り戻しと判定する。

【0152】 (3) ゲインアップ係数 (k_{ch2} , k_{cl2})

ハンドルの切り込みや切り戻しに対してゲインアップすると、旋回時の応答性が高まるので、ハンドル角速度 $d\theta h$ に応じてゲインアップ k_{ch2} , k_{cl2} を設定して制御量を補正する。ゲインアップ係数 k_{ch2} , k_{cl2} は、例えば、切り込み時には、図40 (A)、図51 (A) に示すようなマップを用いて設定し、切り戻し時には、図40 (B)、図51 (B) に示すようなマップを用いて設定する。切り戻し時は、ヨーレイトの応答遅れが生じるので、この応答遅れを解消するように、切り戻し時の方が切り込み時よりもゲインアップ係数が大きく設定されている。また、低 μ 路の方がヨーレイトの遅れが大きいので、低 μ 路の方が高 μ 路よりもゲインアップ係数が大きく設定されている。

【0153】 (4) ドリフト補正係数 (s_{rp4})

ドリフト制御中には、前述したように制御量 (基本制御量 t_{chd} , t_{cld} に車速係数 k_{ch} , k_{cl} を乗算したもの) にドリフト補正係数 s_{rp4} を乗算することで、制御量 t_{ch} , t_{cl} のゲインを適正なものに調整している。

2. 4 路面 μ 推定

ここでは、路面 μ の推定を、①定常旋回時の μ 推定、②発進時の μ 推定、③非線形時の μ 推定の3段階について

行なう。これらの①定常旋回時、②発進時、③非線形時の各段階は、旋回横Gと車速とに関して図59に示すような領域に存在する。なお、②の発進時の μ 推定は、路面 μ に関する初期値を設定するものである。また、③の非線形時とは、車両がハンドル操舵に対して非線形となる場合である。ここでは、これらの各場合において、路面 μ 判定係数（即ち、路面 μ の度合いを表す係数） γ を求め、この路面 μ 判定係数 γ 値より各制御量の出力ゲイン値（出力値）を決定する。

【0154】・出力値設定

前述のように、各制御量としては、目標 ΔN 追従制御制御量 t_{bh} 、 t_{bl} 、加速旋回制御量 t_{eh} 、 t_{el} 、タックイン対応制御 t_{dh} 、 t_{dl} 、操舵過渡応答制御量 t_{ch} 、 t_{cl} と、それぞれ、高 μ 路用制御量と低 μ 路用制御量とが設定されるが、各制御量ともに、これらの高 μ 路用のものと低 μ 路用のものと間で、路面 μ 判定係数 γ の値に応じて無段階にゲイン調整した値を出力値（出力ゲイン）とする。

【0155】例えば、高 μ 路用制御量（高 μ 路用制御ゲイン）を t_{xh} 、低 μ 路用制御量（低 μ 路用制御ゲイン）を t_{xl} とすると、出力値（出力ゲイン） t_x は、路面 μ 判定係数 γ から次式で算出する。なお、路面 μ 判定係数 γ は $0 \sim \gamma_{\max}$ の整数値とする。

$$t_x = \{\gamma \cdot t_{xh} - (\gamma_{\max} - \gamma) \cdot t_{xl}\} / \gamma_{\max}$$

このようにして、路面 μ 判定係数 γ に応じて、目標 ΔN 追従制御制御量 t_b 、加速旋回制御量 t_e 、タックイン対応制御 t_d 、操舵過渡応答制御量 t_c を算出したら、図6に示すように、目標 ΔN 追従制御制御量 t_b と加速旋回制御量 t_e とタックイン対応制御 t_d とを加算して、この加算値とこの加算値の微分値を加算するようにハイパス処理した上で、さらに、操舵過渡応答制御量 t_c を加算して、出力値 t_{ad} を得る。

【0156】目標 ΔN 追従制御制御量 t_b 、加速旋回制御量 t_e 、タックイン対応制御 t_d の加算値をハイパス処理するのは、ハード上の応答遅れを解決するためのも*

$$S_m = 1 - Z_6 \cdot Z_1 / (Z_3 \cdot Z_4) = Z_5 \cdot Z_1 / (Z_2 \cdot Z_4) - 1 \quad \dots (2.5.2.1)$$

$$v_r = (v_{rl} + v_{rr}) / 2 \quad \dots (2.5.2.2)$$

$$d_{vhf} = \text{デジタルフィルタ} [v_{rl} - v_{rr}] \quad \dots (2.5.2.3)$$

【0160】

* ので、ハイパス処理によってこれらの各制御項の位相を進めるためである。

2. 5 アクチュエータ駆動

駆動処理（アクチュエータ駆動処理又は比例弁・方向弁切換制御処理）では、図60に示すように、上記の出力値（トルク移動量） t_{ad} を受けて、この出力値 t_{ad} から出力値 t_{ad} に応じた方向及び量のトルク移動を行なうためのアクチュエータ駆動信号に変換して、トルク移動量に応じて比例弁106に比例弁制御信号を出力し、トルク移動方向に応じて方向弁（方向切換弁）107に方向弁制御信号を出力して、これらの比例弁106、方向弁107を駆動させる。また、同時に、インジケータランプ110に表示指令信号を出力する（符号106、107、110は図4参照）。

【0157】2. 5. 1 比例弁・方向弁制御

（1）比例弁出力

最終出力値 t_a から、トルク移動-電流マップ（図61参照）及び電流補正マップ（図62参照）を用いて、目標電流 b_{aseh} に変換する。

（2）方向弁出力

左右駆動力移動機構は、低速大舵角旋回や μ スプリット路走行などでは、左右回転速度差（ d_{vrf} ）が増減速ギヤ比以上の速度になると、高回転側車輪へトルクが移動できなくなる。そこで、以降の表1に示すように、デフ差動状態に応じて場合分けして、適切なクラッチを選択しこれを結合してトルク移動を行なう。

【0158】ここで、制御に必要な情報は、①増減速ギヤ比を示す速度比 S_m 、②デフケースの回転速度 v_r 、③後輪左右の速度差（デジタルフィルタ処理した値） d_{vhf} であり、これらの値は、図63に示すように、後輪の左輪速度、右輪速度をそれぞれ v_{rl} 、 v_{rr} 、ギヤ78A、80A、82Aの歯数をそれぞれ Z_1 、 Z_2 、 Z_3 、ギヤ78B、80B、82Bの歯数をそれぞれ Z_4 、 Z_5 、 Z_6 とすると、次式（2.5.2.1）～（2.5.2.3）の関係から算出することができる。

【0159】

【表1】

N:方向弁出力オス L:方向弁出力(左側)、R:方向弁出力(右側)

| 左右駆動力移動デフの差動状態判別(左右クラッチの選択) | | | | | |
|-----------------------------|--|---|--|---|---|
| | 左クラッチ速度逆転 | 左クラッチ速度ゼロ | 通常状態 | 右クラッチ速度ゼロ | 右クラッチ速度逆転 |
| 判別条件 | $dvr f > 2 \cdot Sm \cdot vr + \delta$ | $2 \cdot Sm \cdot vr + \delta \geq dvr f \geq 2 \cdot Sm \cdot vr - \delta$ | $2 \cdot Sm \cdot vr - \delta > dvr f > -2 \cdot Sm \cdot vr + \delta$ | $-2 \cdot Sm \cdot vr + \delta \geq dvr f \geq -2 \cdot Sm \cdot vr - \delta$ | $-2 \cdot Sm \cdot vr - \delta > dvr f$ |
| $tad > 0$ | N | N | L | L | R |
| $tad = 0$ | N | N | N | N | N |
| $tad < 0$ | L | R | R | N | N |

【0161】・左右駆動力移動デフの差動状態の判別表1に示すように、ここでは、左右駆動力移動にかかるリヤデフの差動状態を5つに判別して、制御を行なうが、ここで、デフの差動状態の判別について、説明する。

【0162】まず、図64の速度線図を参照して説明する。この速度線図では、横軸がギヤ78Bと78A、80Bと80A、82Bと82Aに関するギヤ比(Z6/Z3、Z5/Z2、Z4/Z1)であり、縦軸が速度を示し、ここでは、後輪の左右輪速度 vr_l 、 vr_r 、増速ギヤ80Bの速度A、減速ギヤ82Bの速度B、デフケース58の速度Cが示されている。

【0163】この図64は通常走行時を示し、通常走行時には、後輪の左右輪速度 vr_l 、 vr_r の差 $dvr f$ の大きさ($|dvr f|$)が小さいため、左クラッチ90Lを接触させれば、右輪30側から左輪28側へとトルク移動が行なわれ、右クラッチ90Rを接触させれば、左輪28側から右輪30側へとトルク移動が行なわれることがわかる。

【0164】ところが、差 $dvr f$ の大きさ($|dvr f|$)が大きくなって、 $2Sm \cdot vr$ を越え、一方へのトルク移動が行なえなくなる。つまり、 $|dvr f| = 2Sm \cdot vr$ を境界に、トルク移動制御の内容を変更する必要がある。ここでは、回転速度差 $dvr f$ が、 $-2Sm \cdot vr$ 又は $2Sm \cdot vr$ の付近で増減すると制御にハンチングが生じて好ましくない、 $|dvr f| = 2Sm \cdot vr$ に一定の不感帯領域($\pm \delta$ 、 δ は微小係数)を設けて、以下のように場合分けしている。

【0165】① $dvr f > 2 \cdot Sm \cdot vr + \delta$

② $2 \cdot Sm \cdot vr + \delta \geq dvr f \geq 2 \cdot Sm \cdot vr - \delta$

③ $2 \cdot Sm \cdot vr - \delta > dvr f > -2 \cdot Sm \cdot vr + \delta$

④ $-2 \cdot Sm \cdot vr + \delta \geq dvr f \geq -2 \cdot Sm \cdot vr - \delta$

⑤ $-2 \cdot Sm \cdot vr - \delta \geq dvr f$

これらの差動条件は、図65のように示すこともできる。図65において横軸は後輪左右の速度差 $dvr f$ であり縦軸はデフケースの回転速度 vr である。

【0166】①は通常時に比べて左クラッチ速度にお

るクラッチ板間の速度関係が逆転した場合であり、図66の速度線図に示すような場合である。なお、この速度線図(以下の図67～図69も同様)では、左輪速度をL、右輪速度をRと示す。このような場合には、左右いずれのクラッチを接続しても、左輪から右輪へとトルク移動するため、表1に示すように、最終出力値 tad が負($tad < 0$)の場合、即ち、右輪へトルク移動させたい場合には、左クラッチを接続する(表1中では、Lと示す)。これは、左クラッチの方が、クラッチ板間の速度差が小さいのでクラッチ接続ショックの少ない滑らかなトルク移動を実現することができるためである。最終出力値 tad が0($tad = 0$)又は正($tad > 0$)の場合には、左右両クラッチとも接続しない(表1中では、Nと示す)。特に、最終出力値 tad が正($tad > 0$)の場合にいずれのクラッチも接続しないのは、左輪へトルク移動は実現しないからであり、この場合は制御禁止を行なうことになる。

【0167】②は左クラッチ速度におけるクラッチ板間の速度関係がほぼ0の場合であり、図67の速度線図に示すような場合である。このような場合には、右クラッチを接続することで左輪から右輪へとトルク移動させることができるため、表1に示すように、最終出力値 tad が、負($tad < 0$)の場合、即ち、右輪へトルク移動させたい場合には、右クラッチを接続する(表1中では、Rと示す)。その他、つまり、最終出力値 tad が0($tad = 0$)又は正($tad > 0$)の場合には、左右両クラッチとも接続しない(表1中では、Nと示す)。特に、最終出力値 tad が正($tad > 0$)の場合にいずれのクラッチも接続しないのは、制御ハンチングが生じるのを防止するためであり、この場合は制御禁止を行なうことになる。

【0168】③は通常状態、つまり、左クラッチを接続すると左側へトルクが移動し右クラッチを接続すると右側へトルクが移動する場合であり、図64の速度線図に示すような場合である。このような場合には、表1に示すように、最終出力値 tad が正($tad > 0$)の場合には、左クラッチを接続することで右輪から左輪へとトルク移動させ、最終出力値 tad が0($tad = 0$)の場合には、左右両クラッチとも接続せずに、最終出力値

t_{ad} が負($t_{ad} < 0$)の場合には、右クラッチを接続して左輪から右輪へトルク移動させる。

【0169】④は右クラッチ速度におけるクラッチ板間の速度関係がほぼ0の場合であり、図68の速度線図に示すような場合である。このような場合には、左クラッチを接続することで右輪から左輪へとトルク移動させることができるため、表1に示すように、最終出力値 t_{ad} が、正($t_{ad} < 0$)の場合、即ち、左輪へトルク移動させたい場合には、左クラッチを接続し、その他、つまり、最終出力値 t_{ad} が0($t_{ad} = 0$)又は負($t_{ad} < 0$)の場合には、左右両クラッチとも接続しない。特に、最終出力値 t_{ad} が正($t_{ad} > 0$)の場合にいずれのクラッチも接続しないのは、制御ハンチングが生じるのを防止するためであり、この場合は制御禁止を行なうことになる。

【0170】⑤は通常時に比べて右クラッチ速度におけるクラッチ板間の速度関係が逆転した場合であり、図69の速度線図に示すような場合である。このような場合には、左右いずれのクラッチを接続しても、右輪から左輪へとトルク移動するため、表1に示すように、最終出力値 t_{ad} が正($t_{ad} > 0$)の場合、即ち、左輪へトルク移動させたい場合には、右クラッチを接続する。これは、右クラッチの方が、クラッチ板間の速度差が小さいのでクラッチ接続ショックの少ない滑らかなトルク移動を実現することができるためである。これ以外、つまり、最終出力値 t_{ad} が0($t_{ad} = 0$)又は負($t_{ad} < 0$)の場合には、左右両クラッチとも接続しない。特に、最終出力値 t_{ad} が正($t_{ad} > 0$)の場合にいずれのクラッチも接続しないのは、右輪へトルク移動は実現しないからであり、この場合は制御禁止を行なうことになる。

【0171】2. 5. 2油圧ポンプモータ制御

油圧ポンプモータには、モータリレーの作動条件と、停止条件とが設けられている。

(作動条件) 圧力スイッチ105(図4参照)が所定値以下の場合には、以下の場合を除き、モータリレーを作動させる。

- ・油圧ポンプ系のフェイル時
- ・イグニッションスイッチのオン後所定時間)以内
- ・制御中でない時(即ち、 $t_{ad} = 0$)

圧力スイッチ105が所定値以上という条件、及び、油圧ポンプ系のフェイル時以外という条件から、過大な油圧がクラッチに作用することを回避することができ、また、イグニッションスイッチのオン後所定時間以後という条件から、機関のスタート直後に油圧ポンプに十分な油圧が発するのを待って制御することになり、確実な制御を実現することができる。また、制御中でない時にはモータリレーを作動させないことで、油圧ポンプモータの不要な作動を回避して効率よい運転を行なうことができる。

【0172】(停止条件) 圧力スイッチ105が所定値以上の場合、及び、以下の場合には、モータリレーを停止させる。

- ・モータリレーを作動させてから所定時間以上経過したとき、油圧ポンプ系のフェイルが確定したとき
- 圧力スイッチ105が所定値以上でモータリレーを停止することで、過大な油圧がクラッチに作用することを回避することができ、モータリレーを作動させてから所定時間以上経過したとき停止することで、油圧ポンプの負荷を軽減することができ、油圧ポンプ系のフェイルが確定したとき停止することで、過大な油圧がクラッチに作用することや制御の混乱を回避することができる。

【0173】3. 本装置による効果

以上のようにして、目標 ΔN 追従制御によれば、基準車輪速度差に追従したトルク移動制御を、適切に実現することができ、車両の定常旋回特性、即ち、ステア特性を好みの状態に設定できる。加速旋回制御によれば、旋回外輪側へトルクを移動させることで、旋回方向へ向けてヨーモーメントを発生させて、前後加速度の大きい領域での前輪のコーナリングフォースを増大させてアンダステア化を抑制して、図7に示すように、制御無の状態から制御有の状態へと向上する。

【0174】また、タックイン抑制制御によれば、加速旋回とは逆に、旋回内輪側へトルクを移動させることで、旋回抑制方向へ向けてヨーモーメントを発生させて、前輪のコーナリングフォースを減少させてオーバステア化を抑制することで、図9に示すように、車両のタックインが抑制される。また、操舵過渡制御によれば、運転者の操舵操作つまり操舵角速度に応じたトルク移動制御を適正に実現することができ、車両の旋回性能を向上させることができる。

【0175】さらに、路面 μ に応じたトルク移動制御により、 μ スプリット状態では、低 μ 車輪側から高 μ 路車輪側へとトルクを移動させる。これにより、図11に示すように、高 μ 路側の車輪から路面へ伝達される駆動力が増大するようになり、車両の発進や加速をより速やかに、また、効率よく行なうことができる。また、目標 ΔN 追従制御と加速旋回制御とタックイン抑制制御と操舵過渡制御とについての各制御量を加算することで最終制御量 t_{ad} を決定して、制御を行なうので、目標 ΔN 追従制御と加速旋回制御とタックイン抑制制御と操舵過渡制御とがいずれも反映されたトルク移動制御が実現する。

【0176】なお、上記実施例では、目標 ΔN 追従制御量 t_b と加速旋回制御量 t_e とを加算して加速急旋回の旋回性能を確保するように構成したが、これについては、加速急旋回の開始直後は一時的に加速旋回制御量により制御を行ない、その後は、定常制御用の目標 ΔN 追従制御量に切り換えるような制御にしてもよい。要するに、急旋回開始直後から旋回外輪の回転力が増大される

ように制御することが重要なのである。

【0177】

【発明の効果】以上詳述したように、請求項1又は2記載の本発明の車両用左右輪間動力伝達制御装置によれば、車両の加速旋回中に生じやすいアンダステア化が抑制され、車両の姿勢を安定させながら、より小さい旋回円での旋回をおこなえるようになり、旋回性能を大きく向上させることができる。

【0178】請求項3記載の本発明の車両用左右輪間動力伝達制御装置によれば、定常旋回のための安定した制御と、加速旋回のための過渡制御とを、互いに干渉することなく行なうことができ、旋回性能を大きく向上させることができる。請求項4記載の本発明の車両用左右輪間動力伝達制御装置によれば、急旋回中のアンダステアを抑制しつつその直後の減速時に生じやすいオーバステア化を抑制して、車両のタックインを抑制することができるので、車両の姿勢を安定させながら、より小さい旋回円での旋回をおこなえるようになり、旋回性能を大きく向上させることができる。

【0179】請求項5記載の本発明の車両用左右輪間動力伝達制御装置によれば、各制御量を確実に設定することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置をそなえた車両の駆動系の模式的な全体構成図である。

【図2】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の回転推進力配分制御機構（トルク移動機構）を示す模式的な構成図である。

【図3】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の回転推進力配分制御機構（トルク移動機構）の軸配置構成を示す模式的な配置図である。

【図4】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置を回転推進力配分制御機構（トルク移動機構）の油圧ユニット及び制御系の構成を示す模式図である。

【図5】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置を回転推進力配分制御機構（トルク移動機構）の作動原理を説明する模式図である。

【図6】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の制御ブロック図である。

【図7】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の目的とする制御内容を説明する図である。

【図8】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の目的とする制御内容を説明する図である。

【図9】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の目的とする制御内容を説明する図である。

【図10】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の目的とする制御内容を説明する図である。

【図11】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の目的とする制御内容を説明する図である。

【図12】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の目的とする制御内容を説明する図である。

【図13】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の入力演算処理に関する制御ブロック図である。

【図14】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の入力演算処理に関して説明する図である。

【図15】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の入力演算処理に関して説明する図である。

【図16】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置のドリフト判定処理に関する制御ブロック図である。

【図17】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置のドリフト判定処理に関して説明する図である。

【図18】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置のドリフト判定処理に関して説明する図である。

【図19】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置のドリフト判定処理に関して説明する図である。

【図20】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置のドリフト判定処理に関して説明する図である。

【図21】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置のドリフト判定処理に関して説明する図である。

【図22】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置のドリフト判定処理に関して説明する図である。

【図23】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置のドリフト判定処理に関するドリフト補正係数を示す図である。

【図24】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置のドリフト判定処理に関するドリフト補正係数を示す図である。

【図25】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置のドリフト判定処理に関するドリフト補正係数を示す図である。

【図26】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置のドリフト判定処理に関するドリフト補

【図 27】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置のドリフト判定処理に関するドリフト補正係数を示す図である。

【図 29】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の制御量算出処理（高 μ 路用処理）に関する制御ブロック図である。

【図３１】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の ΔN 追従制御にかかるマップ（高 μ 路）を示す図である。

【図 33】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の ΔN 追従制御にかかるマップ（高 μ 路）を示す図である。

【図 35】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の加速旋回制御にかかるマップ（高μ路）を示す図である。

【図 37】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の加速旋回制御にかかるマップ（高μ路）を示す図である。

【図 39】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の操舵過渡応答制御にかかるマップ（高μ路）を示す図である。

【図４１】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の操舵過渡応答制御にかかるマップ（高μ路）を示す図である。

【図43】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動 50

【図４４】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の ΔN 追従制御にかかるマップ（低 μ 路）を示す図である。

【図４６】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の加速旋回制御にかかるマップ（低μ路）を示す図である。

【図４８】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の加速旋回制御にかかるマップ（低μ路）を示す図である。

【図５０】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の操舵過渡応答制御にかかるマップ（低μ路）を示す図である。

【図52】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の操舵過渡応答制御にかかるマップ（低μ路）を示す図である。

【図 5 4】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の ΔN 追従制御を説明する図である。

【図56】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の加速旋回制御を説明する図である。

【図 58】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の操舵過渡応答制御を説明する図である。

【図 60】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の駆動処理に関する制御ブロック図である。

【図 61】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動

力伝達制御装置の駆動処理に関して説明するマップを示す図である。

【図62】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の駆動処理に関して説明するマップを示す図である。

【図63】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の駆動処理の差動判別を説明するための図である。

【図64】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の駆動処理の差動判別を説明するための図である。

【図65】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の駆動処理の差動判別を説明するための図である。

【図66】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の駆動処理の差動判別を説明するための図である。

【図67】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の駆動処理の差動判別を説明するための図である。

【図68】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の駆動処理の差動判別を説明するための図である。

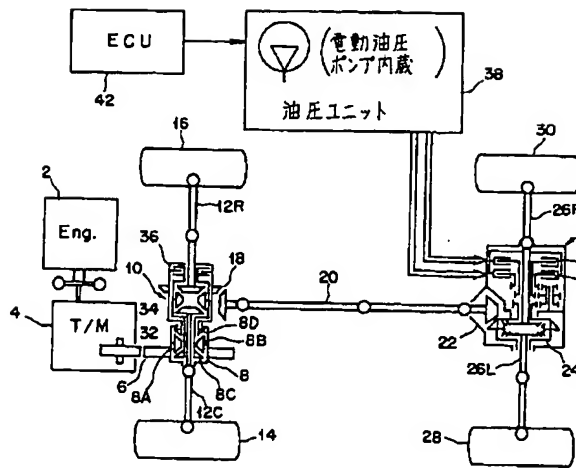
【図69】本発明の一実施例としての車両用左右輪間動力伝達制御装置の駆動処理の差動判別を説明するための図である。

【符号の説明】

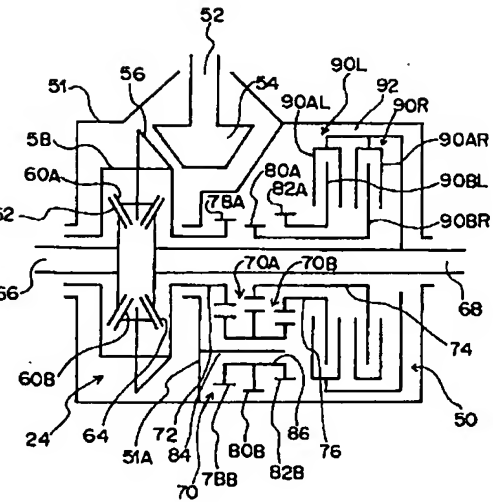
2 エンジン
4 トランスミッション
6 中間ギア機構
8 差動歯車機構〔センタディファレンシャル(センタデフ)〕
8A, 8B デファレンシャルピニオン
8C, 8D サイドギヤ
10 前輪用差動歯車機構〔フロントディファレンシャル(フロントデフ)〕
12L, 12R 車軸
14, 16 前輪
18 ベベルギヤ機構
20 プロペラシャフト
22 ベベルギヤ機構
24 後輪用の差動歯車装置〔リヤディファレンシャル(リヤデフ)〕
26L, 26R 車軸
28, 30 後輪
32 前輪用出力軸

34 後輪用出力軸
36 差動制限手段としてのビスカスカップリングユニット(VCU)
42 制御手段(回転推進力配分制御手段)としての電子制御ユニット(ECU, 又はコントローラ)
48A 車輪速センサ
48B ハンドル角センサ
48C 前後加速度センサ(前後Gセンサ)
48D 横加速度センサ(横Gセンサ)
48E スロットルポジションセンサ(TPS)
50 回転推進力配分制御機構(トルク移動機構)
51 デフキャリア
51A 壁部
52 入力軸
54 ドライブピニオンギヤ
56 クラウンギヤ
58 デファレンシャルケース(デフケース)
60A, 60B デファレンシャルピニオン
62, 64 サイドギヤ
66 左輪側回転軸
68 右輪側回転軸
70 変速機構
70A 増速機構
70B 減速機構
72, 74, 76 中間軸
78A, 80A, 82A ギヤ(サンギヤ)
78B, 80B, 82B ギヤ(プラネタリピニオン)
84 カウンタシャフト
86 3連ギヤ
90 伝達容量可変制御式トルク伝達機構
90L クラッチ(左クラッチ)
90R クラッチ(右クラッチ)
90AL, 90AR, 90BL, 90BR クラッチ板
92 クラッチケース
96 ころ軸受け
38 油圧ユニット
101 蓄圧部
102 制御圧出力部
103 アクムレータ
104 モータポンプ
105 圧力スイッチ
106 電磁比例圧力制御弁(比例弁)
107 電磁方向制御弁(方向切換弁)
108 バッテリ
109 モータリレー
110 インジケータランプ

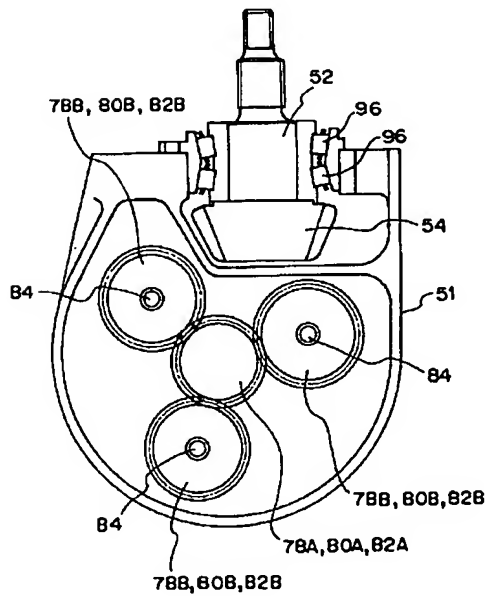
【図1】



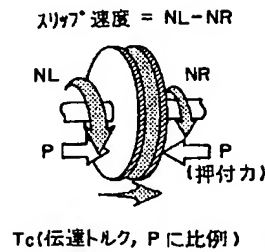
【図2】



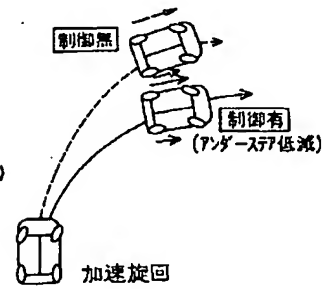
【図3】



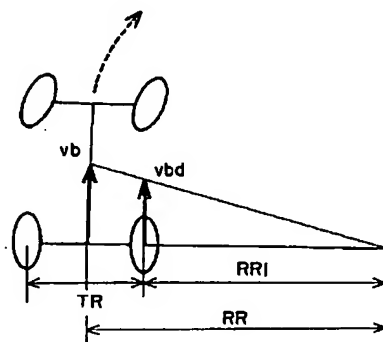
【図5】



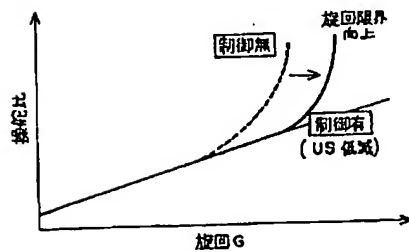
【図7】



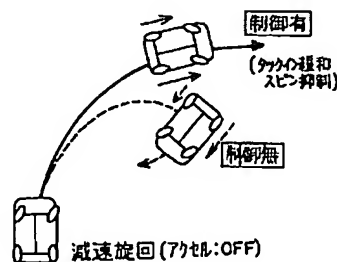
【図14】



【図8】

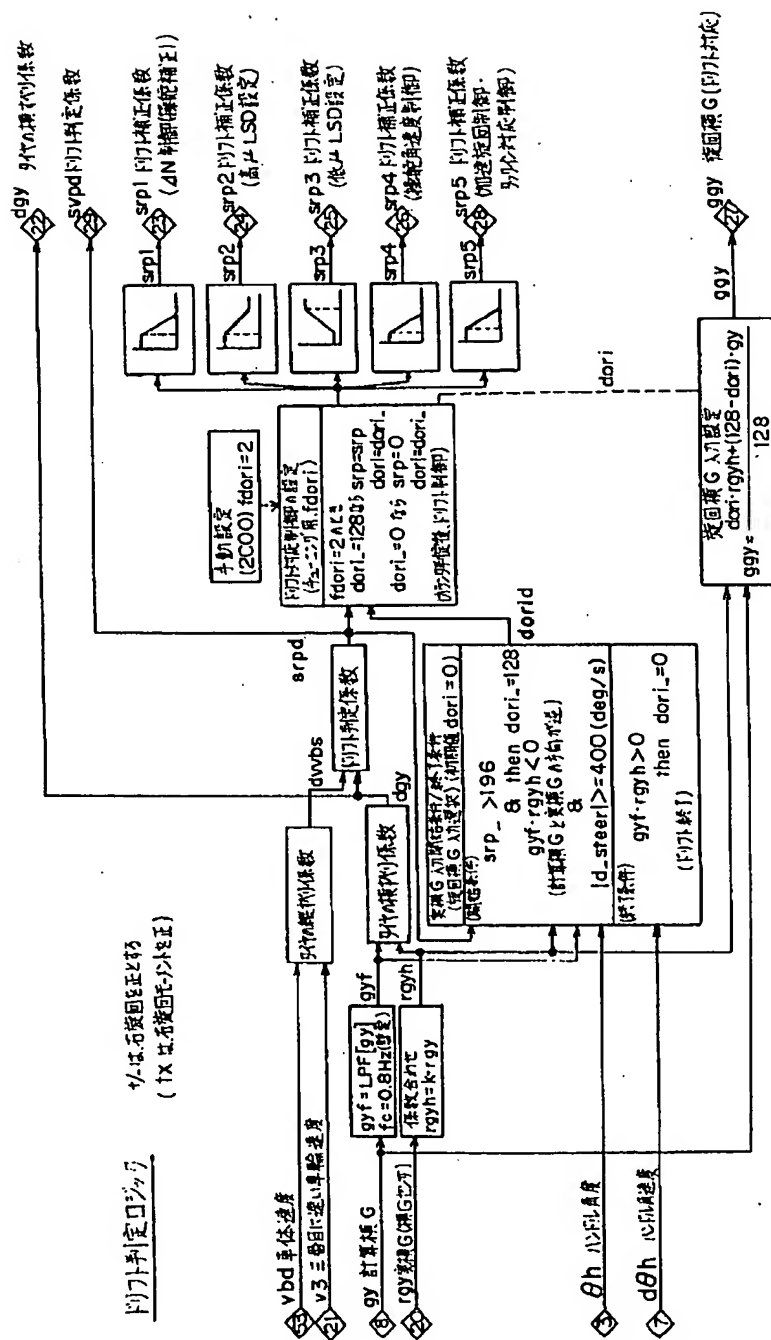


【図9】

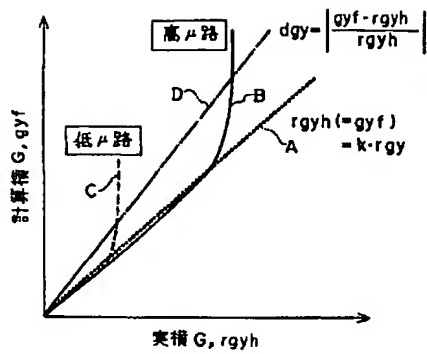


[illegible]

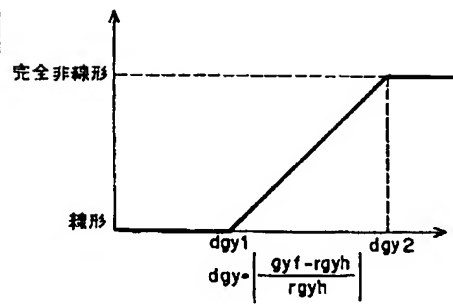
ドリフト判定ロジック



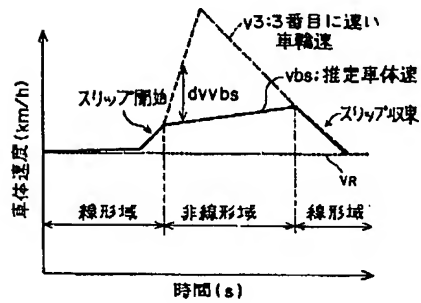
【図17】



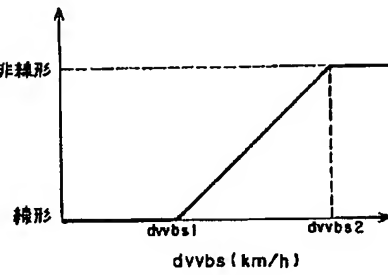
【図18】



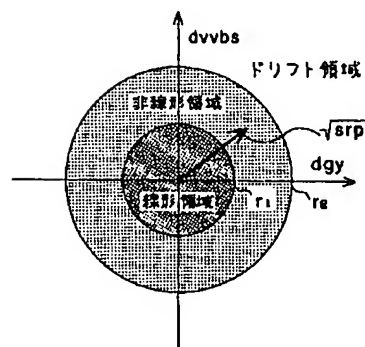
【図19】



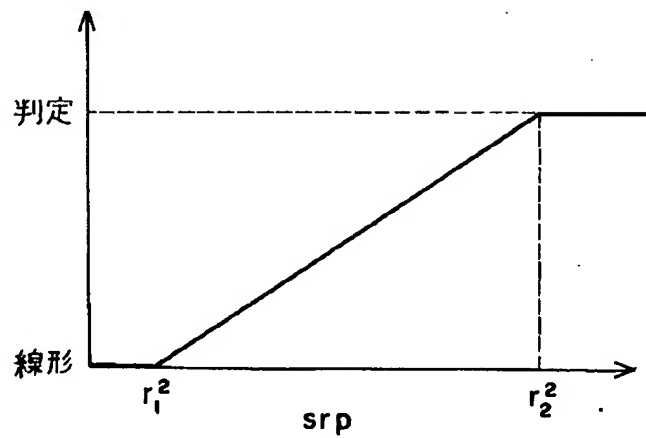
【図20】



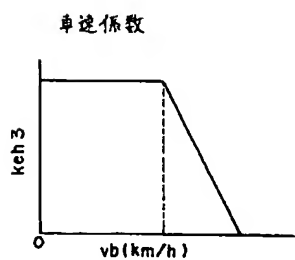
【図21】



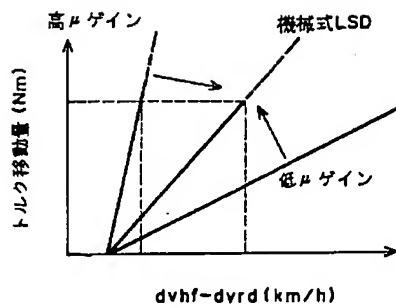
【図22】



【図37】



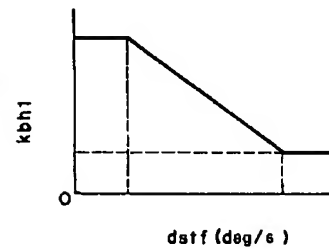
【図28】



回転数差比例制御
(目標 ΔN 追従制御)
dvhf:後輪基準回転速度差(理論値)
dvhf:後輪左右の速度差
注:ドリフト判定時はdvhf=0

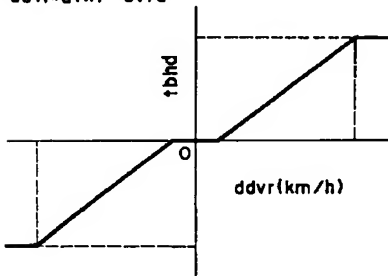
【図32】

操舵過渡応答係数



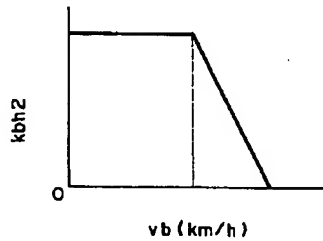
【図31】

回転速度差比例制御
ddvr=dvhf-dvrd



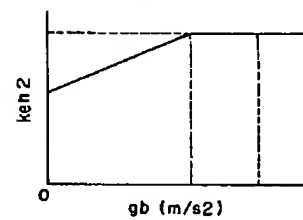
【図33】

車速係数



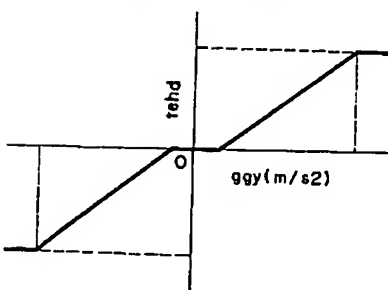
【図36】

加速度係数



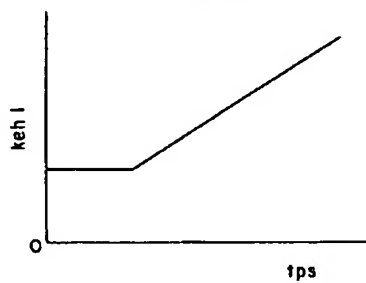
【図34】

加速旋回時制御



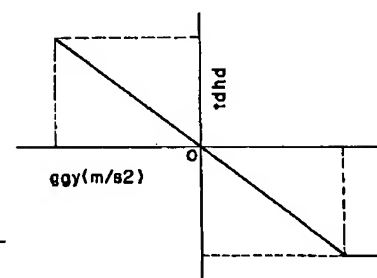
【図35】

スロットル開度係数



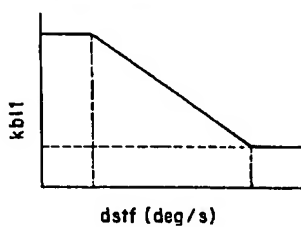
【図38】

ラックイン対応制御



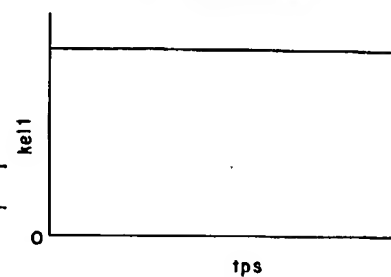
【図43】

操舵過渡応答係数



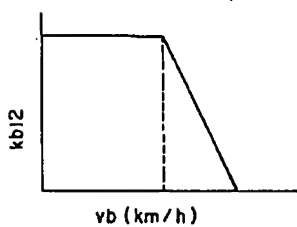
【図46】

スロットル開度係数

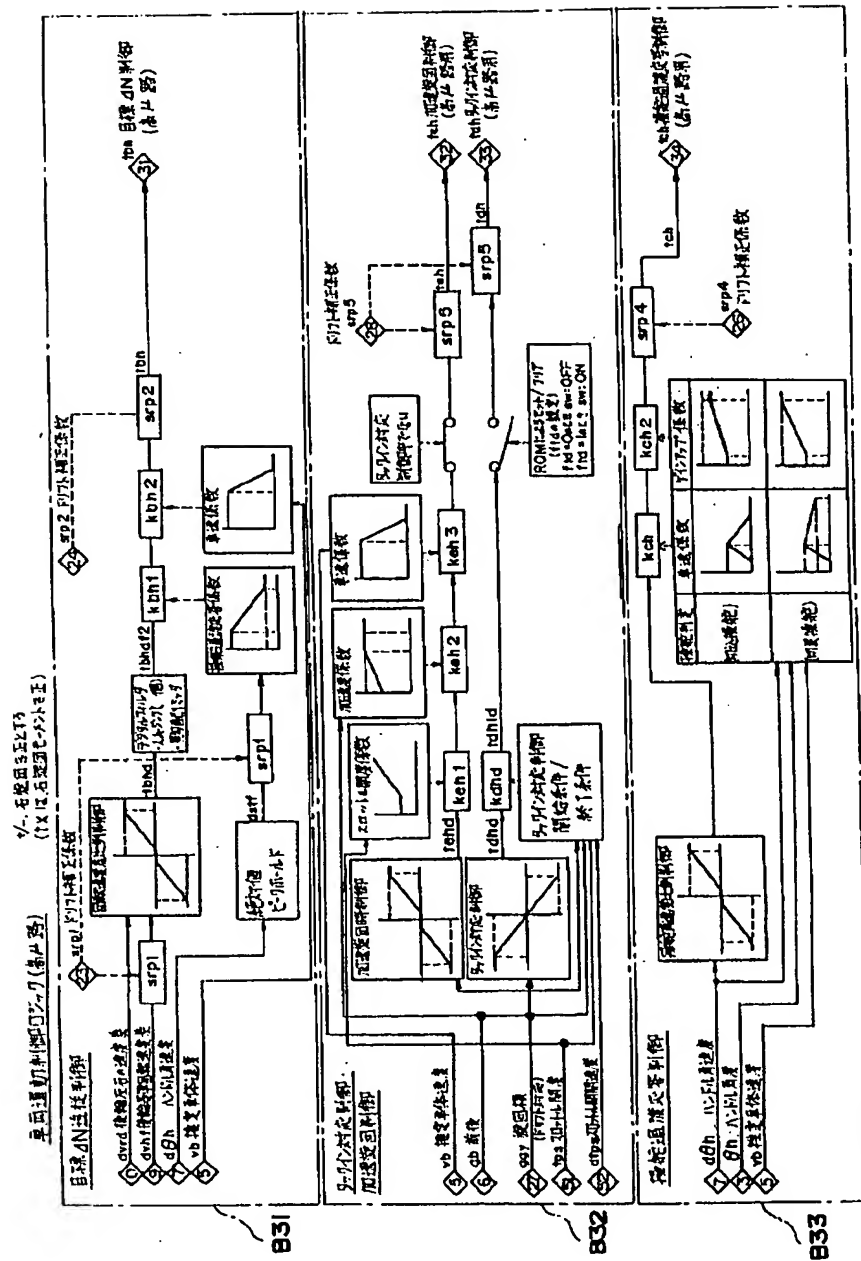


【図44】

車速係数

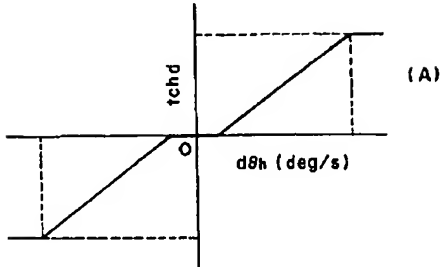


【圖29】



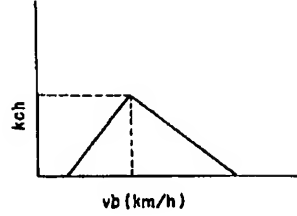
【図39】

操舵角速度比例制御



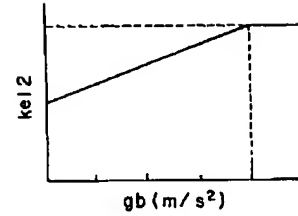
【図40】

車速係数



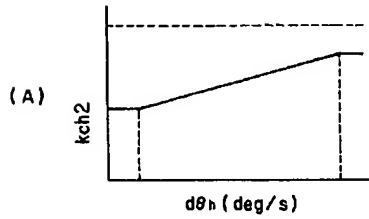
【図47】

加速度係数

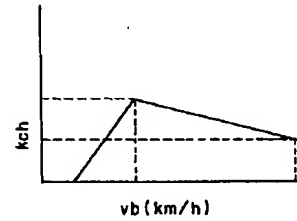


【図41】

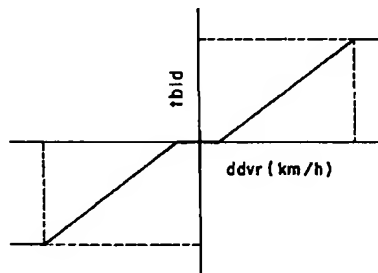
ゲインアップ係数



(B)

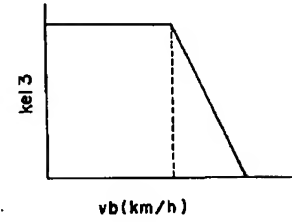


【図42】

回転速度差比例制御
 $ddvr = dvhf - dvrd$ 

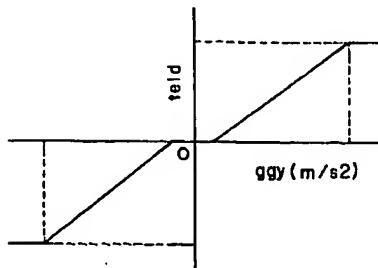
【図48】

車速係数



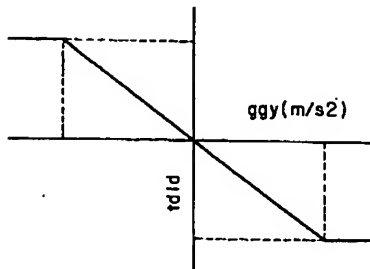
【図45】

加速旋回時制御



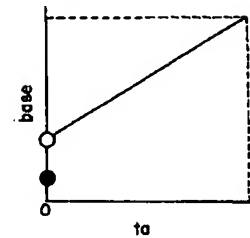
【図49】

グライン対応制御



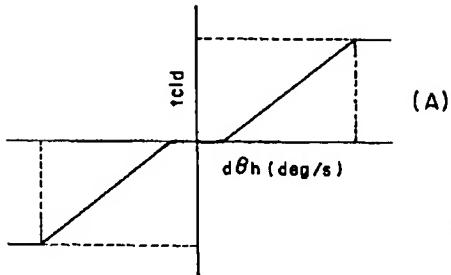
【図61】

トルク移動-電流マップ



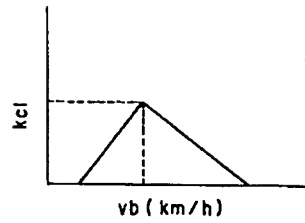
【図50】

操舵角速度比例制御



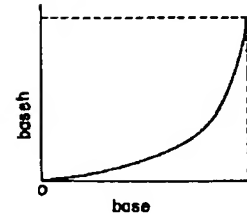
【図51】

車速係数



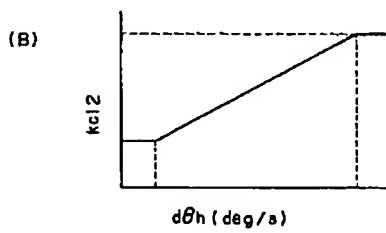
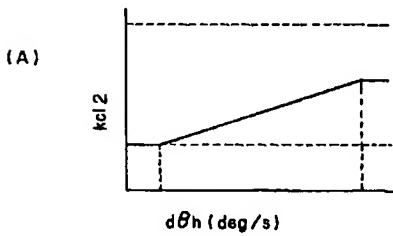
【図62】

電流補正マップ



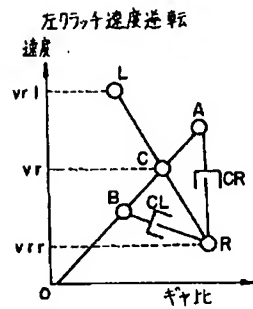
【図52】

ゲインアップ係数

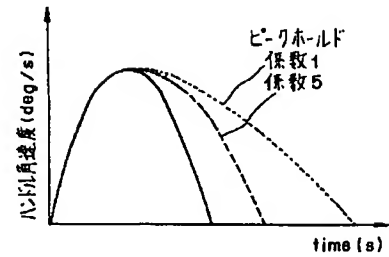


(B)

【図66】

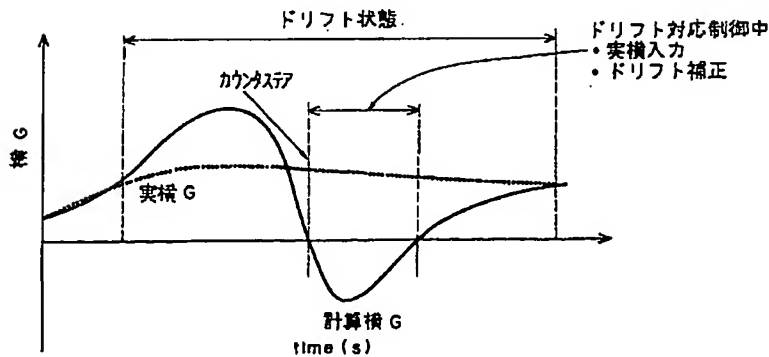


【図54】



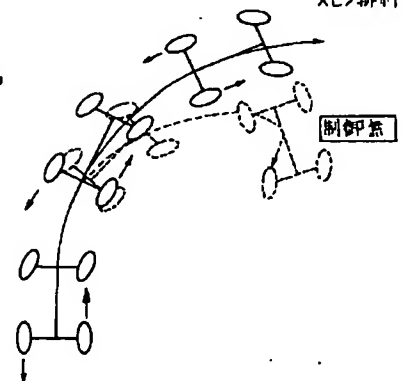
【図57】

【図53】

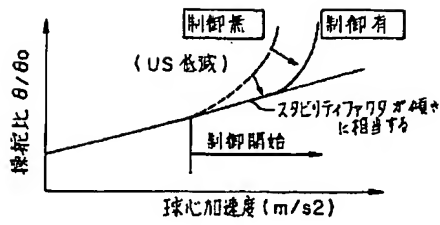


制御有

スピン抑制

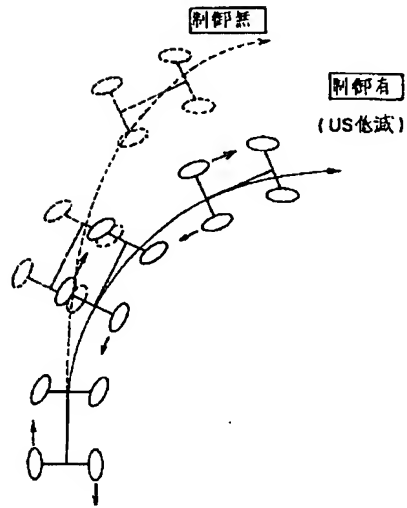


【図55】

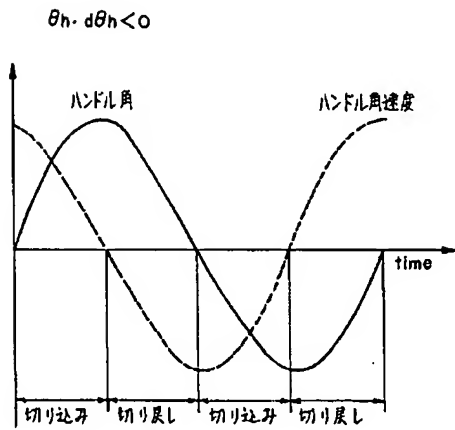


θ : ハンドル角
 θ_0 : 旋回時に必要なハンドル角
 A : スチビリティマージン
 V : 車速
 R : 旋回半径
 G : 球心加速度
 線形領域では以下の式が成り立つ
 $\theta/\theta_0 = 1 + A \cdot V^2$
 $V^2 = G \cdot R$

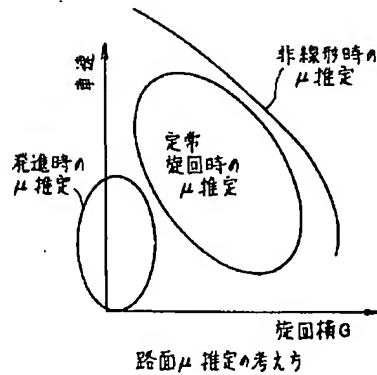
【図56】



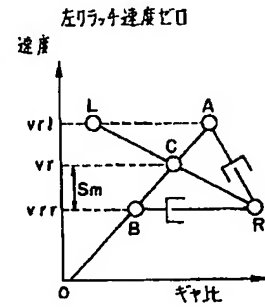
【図58】



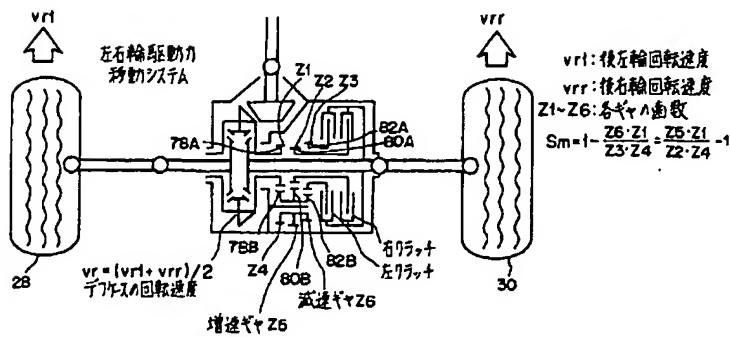
【図59】



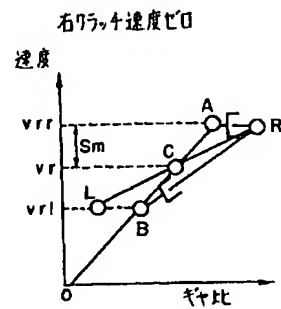
【図67】



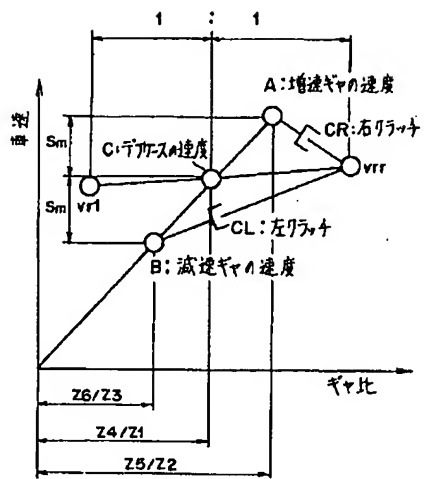
【図63】



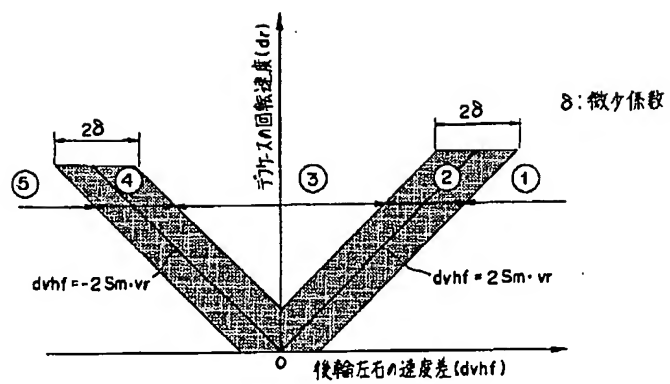
【図68】



【図64】

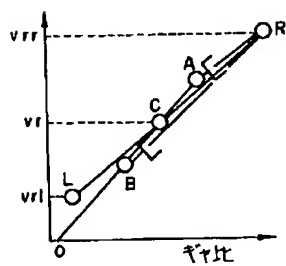


【図65】



【図69】

右リッチ速度逆転



フロントページの続き

(72)発明者 鈴木 啓之
東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車
工業株式会社内

(72)発明者 石黒 和紀
東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車
工業株式会社内

(72)発明者 真鍋 聡之
東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車
工業株式会社内

【公報種別】特許法第17条の2の規定による補正の掲載
 【部門区分】第2部門第5区分
 【発行日】平成13年1月23日(2001.1.23)

【公開番号】特開平9-323561
 【公開日】平成9年12月16日(1997.12.16)
 【年通号数】公開特許公報9-3236
 【出願番号】特願平8-147303
 【国際特許分類第7版】

B60K 23/04

【F1】

B60K 23/04 E

【手続補正書】

【提出日】平成11年7月28日(1999.7.28)

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0020

【補正方法】変更

【補正内容】

【0020】

【発明の実施の形態】以下、図面により、本発明の実施の形態について説明するが、ここでは、以下のような項目によって、順に説明する。

【目次】

1. 本装置のシステム概要

1. 1 本装置のハードウェア構成の概念

1. 2 本装置のハードウェア構成

1. 3 本装置の制御概要

1. 4 本装置の制御により得ようとする作用及び効果

2. 本装置の制御内容

2. 1 入力演算処理

2. 2 ドリフト判定ロジック

2. 3 車両運動制御ロジック

2. 3. 1 目標ΔN追従制御

2. 3. 2 加速旋回制御

2. 3. 3 タックイン対応制御

2. 3. 4 操舵過渡応答制御

2. 4 路面μ推定

2. 4. 1 定常旋回時の路面μ推定

2. 4. 2 非線形旋回時の路面μ推定

2. 4. 3 発進時の路面μ推定

2. 4. 4 出力値設定

2. 5 アクチュエータ駆動

2. 5. 1 比例弁・方向弁制御

2. 5. 2 油圧ポンプモータ制御

3. 本装置による効果

【実施形態】

1. 本装置のシステム概要

1. 1 本装置のハードウェア構成の概念

まず、本装置のハードウェア構成の概念を説明すると、本車両用左右輪間動力伝達制御装置は、同軸上に配設された2つの回転体を互いに回転速度の異なる状態で摺接させると、回転速度の高い方の回転体から回転速度の低い方の回転体へとトルクが伝達するという特性を利用したものである。

【手続補正2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0068

【補正方法】変更

【補正内容】

【0068】以下にこれらの各処理を詳述するが、その前に本装置の制御により得ようとする作用及び効果を説明する。

1. 4 本装置の制御により得ようとする作用及び効果
 本装置は、(1)旋回性能の向上、(2)旋回減速時の車両の安定性の確保、(3)発進性能、加速性能の向上を目標として開発したものであり、これらの観点からその制御原理を説明する。

【手続補正3】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0073

【補正方法】変更

【補正内容】

【0073】また、図10はヨーレイトの時間変化の一例を示すもので、実線は制御有を示し鎖線は制御無を示す。図示するように、アクセルオフの直後に、制御無ではヨーレイトが大きくなって車両姿勢が急変したことがわかり、制御有ではヨーレイトが大きくなることなく滑らかに収束しており、車両姿勢の安定が保持されることがわかる。

【手続補正4】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0155

【補正方法】変更

【補正内容】

【0155】例えば、高 μ 路用制御量（高 μ 路用制御ゲイン）を t_{xh} 、低 μ 路用制御量（低 μ 路用制御ゲイン）を t_{xl} とすると、出力値（出力ゲイン） t_x は、路面 μ 判定係数 γ から次式で算出する。なお、路面 μ 判定係数 γ は $0 \sim \gamma_{\max}$ の整数値とする。

$$t_x = \{ \gamma \cdot t_{xh} + (\gamma_{\max} - \gamma) \cdot t_{xl} \} / \gamma_{\max}$$

このようにして、路面 μ 判定係数 γ に応じて、目標 ΔN 追従制御制御量 t_b 、加速旋回制御量 t_e 、タックイン対応制御 t_d 、操舵過渡応答制御量 t_c を算出したら、図6に示すように、目標 ΔN 追従制御制御量 t_b と加速旋回制御量 t_e とタックイン対応制御 t_d とを加算して、この加算値とこの加算値の微分値を加算するようにハイパス処理した上で、さらに、操舵過渡応答制御量 t_c を加算して、出力値 t_{ad} を得る。